

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

FAKULTA STROJNÍ

Katedra energetiky

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2009

Lukáš Telička

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

FAKULTA STROJNÍ

Katedra energetiky

Projekt výroby bioplynu z odpadů zemědělské farmy a využití
v kogeneračních jednotkách

A Project of Biogas Production from Agricultural Farm Waste
and its Utilization in Cogeneration Units

Student:

Bc. Lukáš Telička

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Ladislav Kysela, Csc.

Ostrava 2009

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

Ostrava
14. května 2009

podpis studenta

Prohlášení o využití výsledků diplomové práce

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo,
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3),
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO,
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona,
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 14. května 2009

.....
jméno a příjmení studenta

Adresa trvalého pobytu studenta:

Lukáš Telička
Ke Studánce 1027
735 14 Orlová- Lutyně

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

TELIČKA, L. Projekt výroby bioplynu z odpadů zemědělské farmy a využití v kogeneračních jednotkách. Ostrava: katedra energetiky, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009, 97 s. Diplomová práce, vedoucí doc. Ing. Kysela, L., Csc.

Diplomová práce se zabývá energetickým využitím bioplynu. V úvodu práce je uveden rozbor důležitých vlastností o bioplynu. Kombinovaná výroba tepla a elektrické energie využívá kogenerační jednotky se spalovacím motorem nebo plynovou turbínou. Součástí diplomové práce je konstrukční návrh výměníku spaliny-voda. V závěru práce je provedeno ekonomické zhodnocení systému a určení doby návratnosti.

Klíčová slova: bioplyn; bioplynová stanice; ekonomické zhodnocení; kogenerační jednotka; turbína.

ANNOTATION OF THESIS

TELIČKA, L. A Project of Biogas Production from Agricultural Farm Waste and its Utilization in Cogeneration Units. Ostrava: Department of Energy Engineering, Faculty of Mechanical Engineering VŠB- Technical University of Ostrava, 2009, 97 s. Thesis, head doc. Ing. Kysela, L., Csc.

The thesis pursue by energetic utilization of biogas. In introduction there is presented an analysis of important information about biogas. The conjucted production of heat and electricity utilizes the cogeneration units with combustion engines or gas turbine. The constructional plan of exchanges combustion products-water and is the accesory of the thesis. The economical evaluation of the system and determination of the returnable period are carried out in the end.

Keywords: biogas; biogas station; cogeneration unit; economical evaluation; turbine.

Obsah diplomové práce

Seznam použitého značení, zkratk a jednotek	9
1. Úvod	12
2. Druhotné energetické zdroje	13
2.1 Rozdělení druhotných energetických zdrojů	13
2.2 Výroba bioplynu anaerobní fermentací biomasy	14
2.2.1 Využití bioplynu ze skládek odpadů	14
2.2.2 Využití bioplynu z čistíren odpadních vod (ČOV)	15
2.2.3 Využití bioplynu z exkrementů hospodářských zvířat	15
3. Bioplyn	16
3.1 Princip tvorby bioplynu	16
3.2 Výroba a kvalita bioplynu	20
3.3 Chemické složení bioplynu	21
3.4 Technologie výroby bioplynu	22
3.4.1 Mokrá fermentace	24
3.4.2 Hlavní části bioplynové stanice	25
3.5 Výhody výstavby a provozu bioplynové stanice	26
3.6 Skladování bioplynu	27
3.7 Zužitkování plynu	29
3.8 Výpočet produkce bioplynu	30
3.9 Výpočet vlastností bioplynu	31
3.10 Dimenzování bioplynové stanice	33
4. Kogenerace	36
4.1 Druhy kogeneračních technologií	37
4.2 Výhody a nevýhody kogenerace	38
4.2.1 Ceny a dostupnost	39
4.3 Kogenerace a životní prostředí	39
4.3.1 Snížení produkce CO ₂	40
4.3.2 Snížení emisí ostatních škodlivých látek	40
4.3.3 Omezení emisí škodlivých látek z kogeneračních látek	41
4.4 Kogenerace se spalovacími turbínami	41
4.4.1 Kogenerační způsoby zapojení spalovacích turbín	42

4.4.2 Výhody a nevýhody spalovacích turbín v kogeneraci, aplikace	43
4.5 Kogenerace se spalovacími motory	45
4.5.1 Kogenerační způsoby zapojení spalovacích motorů	45
4.5.2 Aplikace	47
4.6 Výměníky tepla v kogeneračních jednotkách	48
5. Výpočet spalovací turbíny	49
5.1 Vzduchový kompresor	50
5.2 Plynový kompresor	51
5.3 Spalovací komora	53
5.4 Výpočty výkonů spalovací turbíny	57
5.5 Výměník tepla spaliny-voda	59
5.6 Vypočtené hodnoty	61
6. Návrh kogeneračních jednotek	62
6.1 Kogenerační jednotka se spalovací turbínou	62
6.2 Kogenerační jednotka se spalovacím motorem	62
6.3 Použití bioplynu pro pohon dopravních prostředků	63
7. Návrh výměníku spaliny-voda	66
7.1 Tepelně - technické výpočty	66
7.2 Konstrukce výměníku spaliny-voda	78
8. Ekonomické vyhodnocení projektu	81
9. Závěr	89
10. Seznam použitých pramenů	91
11. Přílohy	92

Seznam použitého značení, zkratek a jednotek

Značka	Popis	Jednotka
C	Korekce pro vodorovné trubky	1
C _d	Korekce na průměr potrubí	1
C _{el}	Sazba elektrické energie	Kč·kWh ⁻¹
C _l	Korekce na poměrnou délku	1
C _n	Korekce na uspořádání trubek	1
C _t	Korekce na teplotu stěny	1
C _z	Korekce na počet řad trubek	1
D	Průměr	m
L	Délka	m
P	Výkon	kW
P _{el}	Spotřeba elektrické energie	kWh
Pr	Prandtlovo číslo	1
Q	Výhřevnost	kJ·m ⁻³
Re	Reynoldsovo číslo	1
S	Plocha	m ²
S _p	Průtočná plocha trubek	m ²
T	Termodynamická teplota	K
V _{CO2}	Objemové množství CO ₂ ve spalínách	$m_N^3 \cdot m_N^{-3}$
V _{H2O}	Objemové množství H ₂ O ve spalínách	$m_N^3 \cdot m_N^{-3}$
V _{N2}	Objemové množství N ₂ ve spalínách	$m_N^3 \cdot m_N^{-3}$
V _{O2}	Objemové množství O ₂ ve spalínách	$m_N^3 \cdot m_N^{-3}$
V _p	Průtok vody	m ³ ·s ⁻¹
V _{pl}	Množství plynu	$m_N^3 \cdot s^{-1}$
V _{sp}	Množství spalín	$m_N^3 \cdot m_N^{-3}$
V _{vzd}	Množství spalovacího vzduchu	$m_N^3 \cdot m_N^{-3}$
a	Měrná práce	kJ·m ³
c	Měrná tepelná kapacita vody	J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹

d	Průměr potrubí	m
e	Modul teplárenské výroby	1
i	Entalpie	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
i	Počet trubek	1
k	Součinitel přestupu tepla (válcová stěna)	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
l	Délka trubky	m
m_v	Průtokové množství topné vody	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
n	Přebytek vzduchu	1
p	Tlak	Pa
t	Teplota Celsiova	$^{\circ}\text{C}$
w	Rychlost	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
α	Součinitel přestupu tepla	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$
ε	Tlakový poměr	1
η	Dynamická viskozita	$\text{Pa}\cdot\text{s}$
κ	Adiabatický exponent	1
λ	Součinitel tepelné vodivosti	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
ρ	Hustota	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$

Dolní indexy

CH_4	Metan
CO_2	Oxid uhličitý
H_2	Vodík
H_2O	Voda
N_2	Dusík
O_2	Kyslík
PK	Plynový kompresor
SK	Spalovací komora
TR	Trubka
V	Výměník
VK	Vzduchový kompresor
e	Elektrický
g	Generátor

ie	Izoentropický
it	Izotermický
min	Minimální
pl	Plyn
sp	Spalin
stř	Střední
t	Tepelný
td	Termodynamická
v	Voda
vn	Vnitřní
vzd	Vzduch

Zkratky

BPS	Bioplynová stanice
ČOV	Čistírna odpadních vod
DEZ	Druhotné energetické zdroj
KJ	Kogenerační jednotka
KVET	Kombinovaná výroba elektřiny a tepla
PEZ	Primární energetický zdroj
TV	Teplá voda

1. Úvod

Tato diplomová práce se zabývá projektem výroby bioplynu. Bioplyn, na který se zaměřuji, vzniká z odpadů zemědělské farmy. Jelikož se bioplyn řadí mezi druhotné energetické zdroje, je tento pojem objasněn v druhé kapitole s tím, že se zaměřuji na bioplyn, který vzniká rozkladem biomasy bez přístupu vzduchu.

Pro pochopení široké problematiky kolem bioplynu je v další části proveden detailní rozbor tvorby bioplynu, chemického složení, technologie výroby, skladování a využití bioplynu. V praktické části počítám pro zadaný počet zvířat denní produkci bioplynu, vlastnosti bioplynu a navrhuji základní koncepci bioplynové stanice.

Tento bioplyn, který vzniká bude využit pro kombinovanou výrobu elektrické energie a tepla, tedy kogeneraci, popsanou ve čtvrté kapitole. Pro účely diplomové práce se zabývám kogenerací se spalovacími turbínami a spalovacími motory, popisují hlavní výhody, ale i nevýhody kogeneračních technologií a důvody k využití kogenerace. Jednou z důležitých částí je výpočet spalovací turbíny pro zadaný bioplyn, výběr jednotky se spalovací turbínou nebo v druhém případě se spalovacím motorem. V základních rysech se zabývám použitím bioplynu pro pohon dopravních prostředků a tím, jestli se vůbec tento pohon vyplatí.

Pro kogenerační jednotku se spalovací turbínou navrhuji výměník spaliny-voda. Tento výměník tepla pokrývá spotřebu tepelné energie. Konstrukční návrh výměníku a jeho výkres je součástí diplomové práce.

V závěru práce se zaměřuji na ekonomické zhodnocení kogenerační jednotky se spalovací turbínou. Porovnávám současné náklady na nákup energií s náklady po instalaci kogenerační jednotky. Zjišťuji dobu návratnosti a vzhledem k vysokým nákladům na pořízení i způsob financování.

2. Druhotné zdroje energie

Druhotný (sekundární) zdroj energie vzniká jako vedlejší produkt technologie výroby nebo jiné lidské činnosti. Protože není tato energie vyrobena z primárních energetických zdrojů (PEZ), zvyšuje se celková efektivnost výroby energie. Proto je velmi vhodné druhotné energetické zdroje využívat.

Pro využití DEZ jsou důležité tyto výhody:

- a) využití snižuje palivo-energetickou náročnost výroby a státu;
- b) nahrazuje spotřebu PEZ a pokud se jedná o paliva, u nichž dochází k využití energie spalováním, nezatěžuje využívání DEZ životní prostředí škodlivými emisemi jako při použití PEZ;
- c) využití DEZ často představuje i ekonomické úspory.

2.1 Rozdělení druhotných energetických zdrojů

Podle druhu nositele energie dělíme druhotné energetické zdroje [5]:

- a) chemicky vázaná energie v odpadních palivech a odpadech z technologických procesů;
- b) citelné teplo (fyzické teplo) odpadních látek;
- c) potenciální energie plyných, případně kapalných látek.

Ve své diplomové práci se zabývám chemicky vázanou energií v bioplynu. Z hlediska potenciálu se jedná o energii s vysokým potenciálem (v jednotce množství je vysoká koncentrace energie).

Zdrojem bioplynu mohou být:

- a) skládky odpadů- chemické teplo skládkového plynu;
- b) čistírny odpadních vod (průmyslových, zemědělských i komunálních);
- c) zemědělské farmy – bioplyn ze zpracování chlévské mrvy (kejdy).

Základem výroby bioplynu je biomasa, která představuje obnovitelný energetický zdroj. Její využívání obecně přispívá životnímu prostředí, snižuje dovozy energetických surovin. Tento energetický zdroj tvoří dvě skupiny:

- biomasa vhodná pro spalování a zplyňování;
- biomasa vhodná pro anaerobní fermentaci.

Dále se budu zabývat druhou skupinou, tedy biomasou vhodnou pro anaerobní fermentaci.

2.2 Výroba bioplynu anaerobní fermentací biomasy

Anaerobní fermentace spočívá v mikrobiologické transformaci organických složek zvířecích exkrementů, odpadních vod a jiné vhodné biomasy v podmínkách bez přístupu vzduchu při mírně zvýšené teplotě (35 - 45 °C). Vzniká bioplyn a stabilizované hnojivo či kompost. Bioplyn obsahuje 50 - 75 % metanu, 40 - 45 % CO₂ a kolem 1 % jiných plynů jako je sirovodík, dusík atd. Výhřevnost je 16 - 23 MJ · m³_N. [1]

Při využívání všech druhů biomasy se většinou využívá kogenerační technologie.

K ní patří hlavně tato zařízení:

- parní turbíny nebo parní stroje;
- spalovací motory;
- spalovací turbíny v jednoduchém nebo paroplynovém zapojení.

2.2.1 Využití bioplynu ze skládek odpadů

Komunální odpady se značným podílem organických látek jsou sváženy na skládky a zhutněny. Organické podíly postupně podléhají rozkladu a anaerobním procesům. V prostředí s malým podílem kyslíku se samovolně množí bakterie produkující bioplyn, který může obsahovat 50 až 70 % metanu. Zbytek je tvořen převážně oxidem uhličitým a dusíkem. Ostatní plynné složky, jako vodík, kyslík, sirovodík apod. tvoří jen zlomek procenta. Výhřevnost skládkového plynu je nejčastěji v rozpětí 18 až 24 MJ/m³ (závisí na obsahu metanu). Skládkový plyn se jímá pomocí řady odběrných sond a sběrným potrubím se svádí do strojovny kogeneračních jednotek. Význam tohoto systému je nejen energetický, ale i ekologický, protože se

zabraňuje úniku vytvářeného metanu do ovzduší. V současné době jsou KJ instalovány na většině velkých skládek v České republice.

2.2.2 Využití bioplynu z čistíren odpadních vod (ČOV)

V České republice byla nově postavena nebo rekonstruována většina velkých ČOV a to s využitím kogeneračních zařízení. V současné době je v nich instalováno kolem 80 kogeneračních jednotek se spalovacími motory o celkovém výkonu přesahujícím 20 MW_e. Provozovateli zajišťuje takové využití mimořádný ekonomický přínos.[3]

V kogenerační jednotce se spaluje kalový plyn, který je vedlejším produktem technologických procesů čištění vody. Teplo motorů se využívá pro vyhřívání čistírenského kalu a reaktorů, vytápění objektů, ohřev teplé vody. Elektřina je spotřebována pro pohony technologických agregátů čistírny. Jedná se tedy o uzavřený technologický cyklus, který šetří elektřinu, která by musela být odebírána ze sítě.

2.2.3 Využití bioplynu z exkrementů hospodářských zvířat

Při zpracování zemědělských odpadů anaerobní fermentací je možno použít dvě metody:

- mokrou technologii;
- suchou technologii.

Při prvním způsobu (obdobném jako v komunálních ČOV) se hnůj a jiné zpracovávající odpady dopraví do přípravné nádrže, kde se přidáním cirkulační vody upraví do podoby čerpatelného substrátu. Ten je pak veden do velkorozměrové fermentační nádrže- fermentoru, ve které probíhá vlastní fermentační proces. Fermentační zbytek se uskládá ve sběrných nádržích a může se přímo používat v zemědělské výrobě. Proces je kontinuální. Získaný bioplyn se skladuje v plynojemu, použije se pro pohon KJ. Tento způsob zpracování je vhodný pro surovinu s větším podílem vody (keřda z chovu vepřů, exkrementy z drůbežářských podniků apod.).

Druhý způsob je jednodušší a hodí se velmi dobře na zpracování slamnatého kravského hnoje. Tento suchý způsob se však používá mnohem méně, proto se jím nebudu zabývat.

V zemědělských provozech je potřebné teplo k vytápění některých objektů, přípravě TV a k sušení. V minulosti se tyto potřeby tepla pokrývaly téměř výlučně spalováním uhlí, dřevního odpadu, po případě zemního plynu, v kotlích nebo spalovacích zařízeních bez výroby elektřiny.

3. Bioplyn

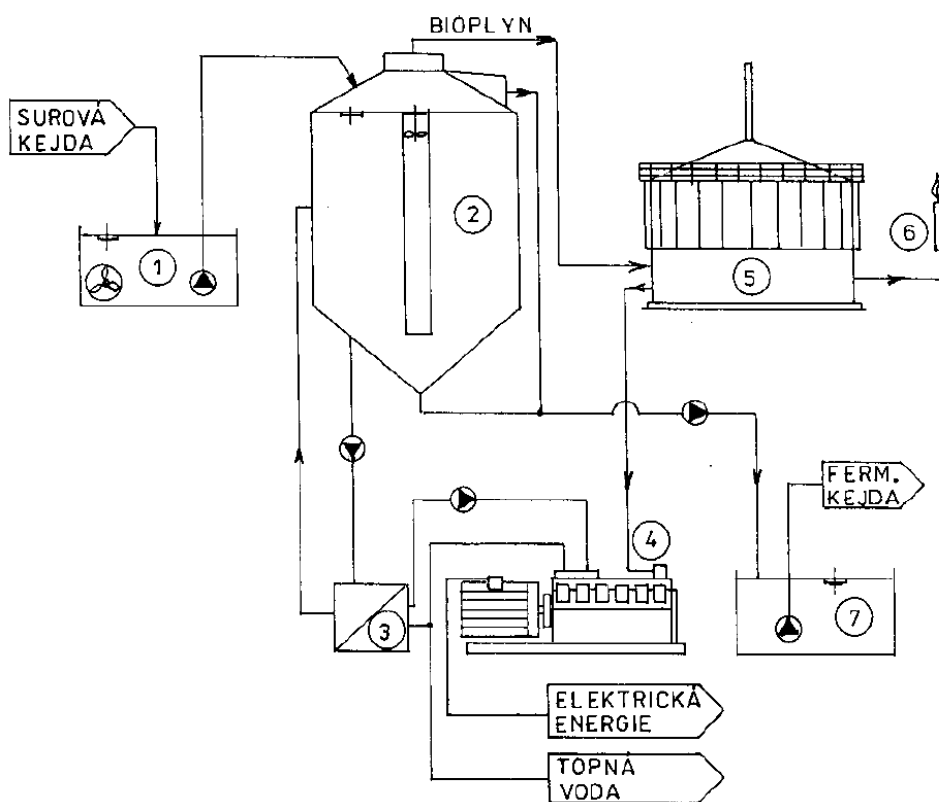
V této části jsou uvedeny informace o výrobě a chemickém složení bioplynu. Dále je kapitola zaměřena na bioplynovou stanici a části, ze kterých se skládá. Je uvedeno možné využití produktů z bioplynové stanice. Nakonec je uveden výpočet produkce bioplynu, jeho vlastností a předběžný výpočet velikosti bioplynové stanice. V této kapitole vycházím hlavně z literatury [1] a [9].

3.1 Princip tvorby bioplynu

Bioplyn vzniká vyhníváním jako proces rozkladu a přeměny organických látek. K vyhnívání neboli fermentaci dochází bez přístupu vzduchu a ve vlhkém prostředí vlivem působení metanových bakterií - metanogenů. Anaerobní fermentace je biochemickým procesem, sestávajícím z celé řady posloupných fyzikálních, fyzikálně-chemických a biologických procesů. Proces probíhá při teplotách od 0 °C do 70 °C a na rozdíl od jiných procesů nevzniká při anaerobní fermentaci teplo, ale vyvíjí se hořlavý plyn - metan. Současně s ním se vytváří oxid uhličitý a voda.

Obrázek č.1

Schéma uspořádání bioplynové stanice (Zdroj [9])



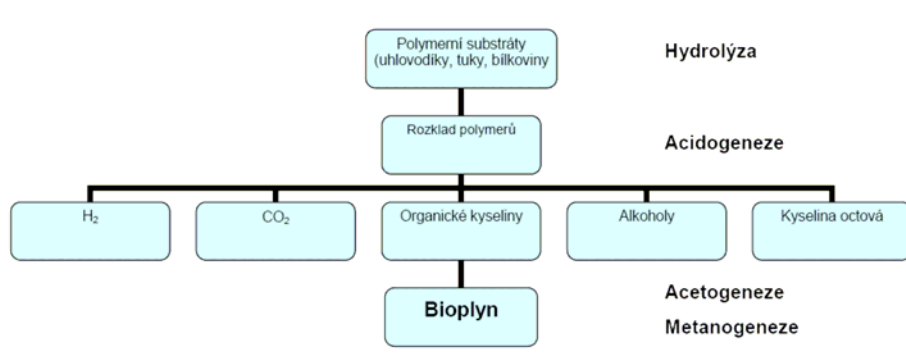
Legenda

1 - zásobník surové kejdy 2 - anaerobní reaktor (fermentor) 3 - tepelný výměník 4 - kogenerační jednotka
5 - plynojem 6 - hořák zbytkového plynu 7- skladování kejdy po fermentaci

Jednotlivé fáze procesu vzniku bioplynu znázorňuje následující obrázek č.2:

Obrázek č.2

Fáze procesu vzniku bioplynu



Hydrolyza

Tato fáze začíná v době, kdy je v prostředí vzdušný kyslík a dostatečná vlhkost přesahující 50 % hmotnostního podílu. V této fázi mikroorganismy ještě nevyžadují prostředí neobsahující kyslík, dochází k rozkladu polymerů na jednodušší organické látky – monomery. V první fázi přeměňují anaerobní bakterie makromolekulární organické látky (bílkoviny, uhlovodíky, tuk) pomocí enzymů na jednoduché cukry, aminokyseliny, mastné kyseliny a vodu.

Acidogeneze

V této fázi dochází k odstranění zbytků vzdušného kyslíku a vytvoření anaerobního prostředí. Tuto přeměnu provádějí anaerobní mikroorganismy schopné aktivace v obou prostředích. Acidofilní bakterie provádějí další rozklad na organické kyseliny, oxid uhličitý, sirovodík a čpavek.

Acetogeneze

Během této fáze převádějí acidogenní kmeny bakterií vyšší organické kyseliny na kyselinu octovou, vodík a oxid uhličitý.

Metanogeneze

Metanogenní bakterie rozkládají hlavně kyselinu octovou na metan a oxid uhličitý. Hydrogenotrofní bakterie produkují metan z vodíku a oxidu uhličitého. Některé kmeny bakterií provádějí obojí. V této konečné fázi procesu se vytváří metan, oxid uhličitý a voda.

Tyto procesy probíhají vedle sebe a nejsou nijak odděleny místně ani časově a platí to při kontinuálním plnění organickou hmotou. Pouze při rozběhu bioplynové stanice nebo u vícestupňových bioplynových stanic tyto děje probíhají samostatně. Proto může trvat až několik týdnů, než začne tvorba metanu. Bakterie vyžadují následující životní podmínky:

- **Vlhké prostředí**

- **Zabránění přístupu vzduchu**

Je-li v substrátu přítomen kyslík, musejí ho aerobní bakterie nejprve spotřebovat (první fáze bioplynového procesu). Nepatrné množství vzduchu může vzniknout při odsíření, to však neškodí.

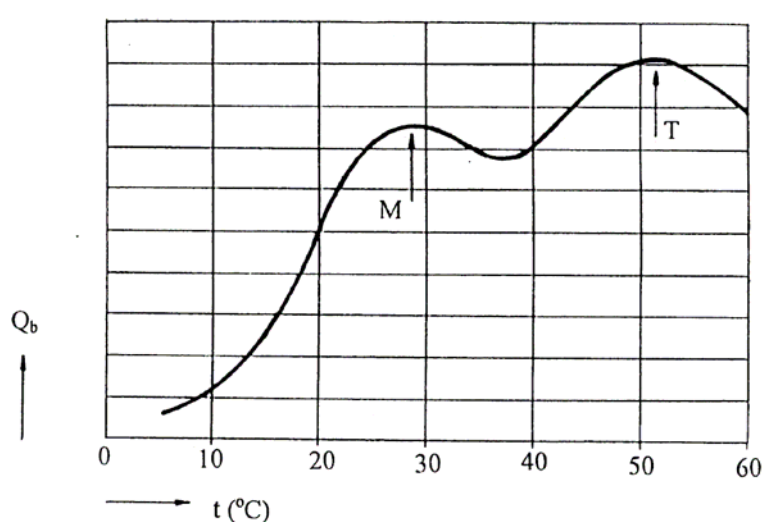
- **Zabránění přístupu světla**

- **Stálá teplota**

Metanové bakterie pracují při teplotě mezi 0-70°C. Rychlost procesu vyhnívání je na teplotě silně závislá. Rozlišujeme tři teplotní oblasti, které jednotlivým bakteriím prospívají: do teploty 20 °C , teplota 25-35 °C (mezofilní oblast) a teploty nad 45 °C (termofilní oblast). Nejvíce BPS pracuje v teplotním rozsahu 25-35°C.

Obrázek č.3

Závislost produkce bioplynu na teplotě fermentačního procesu (Zdroj [9])



Legenda

t - teplota ve fermentoru (°C) , Q_b - relativní produkce bioplynu, M - vrchol mezofilního procesu, T - vrchol termofilního procesu.

- **Hodnota pH**

Běžná hodnota pH by měla být kolem 7,5. Tato hodnota nastává u kejdy samovolně. Pro zvýšení pH se používá vápno.

- **Přísun živin**

- **Velké kontaktní plochy**

- **Rovnoměrný přísun substrátu**

Aby nedošlo k přetížení plnicí zóny fermentoru je třeba zajistit rovnoměrný přísun substrátu v intervalech nejlépe jednou až dvakrát denně.

- **Odplyňování substrátu**

Není-li plyn z nádrže odváděn, mohlo by dojít ke zvýšení tlaku a případným škodám tímto vysokým tlakem. Pro dostatečné odplynění se substrát několikrát denně promíchává.

3.2 Výroba a kvalita bioplynu

Výrobu plynu ovlivňuje a definuje několik veličin:

Průběh procesu- doba kontaktu.

Skladba živin v substrátu.

Teplota substrátu.

Kvalita bioplynu je určována především poměrem hořlavého metanu k oxidu uhličitému. Oxid uhličitý je nežádoucí složkou bioplynu a zapříčiňuje vznik nákladů hlavně na skladování plynu.

Doba kontaktu

Doba kontaktu substrátu ve fermentoru má v souvislosti s teplotou vyhnívacího procesu vliv na stupeň rozkladu. Při použití kejdy jako substrátu lze počítat přibližně s níže uvedenými dobami kontaktu.

Teplota procesu 20-50°C doba kontaktu 60-80 dní.

Teplota procesu 30-35°C doba kontaktu 30-35 dní.

Teplota procesu 45-55°C doba kontaktu 15-25 dní.

Plynový výkon

Je to množství plynu vznikající v bioplynové stanici. Udává se v m³ za den. Pokud chceme dosáhnout vyšší výtěžnosti, musíme zvolit delší dobu kontaktu nebo přidávat fyto masu, jako je travní hmota nebo zbytky krmiva (tzv. kofermentace).

3.3 Chemické složení bioplynu

Hlavní energetickou složkou bioplynu je metan CH_4 . Čím vyšší procento metanu bioplyn obsahuje, tím je vyšší jeho výhřevnost (MJ / m^3). Obecně je bioplyn považován za směs plynů, která obsahuje 50 - 75 % metanu a 30 - 40 % oxidu uhličitého. Se vzduchem tvoří metan explozivní směs při 5 - 6 % objemu. Oxid uhličitý CO_2 nemá v bioplynu energetický význam a tvoří pouze jeho balastní složku.

Vodík H_2 představuje z energetického hlediska žádoucí složku bioplynu. Jeho objemový podíl je však bohužel velmi nízký. Sirovodík H_2S vzniká při rozkladu bílkovin, které jsou obsaženy v organické hmotě. Tento plyn je jedovatý a navíc způsobuje korozivní účinky na kovových plochách bioplynového zařízení i použitém motoru. V nepatrné koncentraci se do bioplynu může dostat i čpavek NH_3 , který vzniká při štěpení organické hmoty. I tento plyn má korozivní účinky jako sirovodík a napadá především mosazné armatury.

Pro lepší srovnání skládkového a reaktorového plynu je zde uvedena tabulka č.1.

Tabulka č.1

Porovnání bioplynu (Zdroj [9])

Parametr	BP ze skládek	BP z ČOV	BP (prasečí kejda)
Výhřevnost [MJ/m ³]	16,9	21,1	24
H ₂ [%]	1	1	-
CO [%]	1	-	-
O ₂ [%]	3	-	-
N ₂ [%]	-	-	-
Cl-, F- [mg/m ³]	-	-	-
NH ₃ [mg/m ³]	-	-	40
CO ₂ [%]	46	38	31
CH ₄ [%]	49	61	69
H ₂ S [mg/m ³]	350	1000	2300

Pozn.) Složení, výhřevnost se mohou podle konkrétní situace lišit.

3.4 Technologie výroby bioplynu

Zdroje biomasy pro výrobu bioplynu podle [1]

Produkovanou biomasu lze z hlediska jejího získávání rozdělit na dvě základní skupiny:

- záměrně pěstovanou a odpadní.

a) Biomasou záměrně pěstovanou k produkci bioplynu jsou:

- energetické plodiny (šťovík, čirok, křídlatka, vrby, topoly, olše, akáty apod.);
- olejniny (nejznámější je řepka olejná);
- cukrovka, obilí, brambory.

b) Biomasou odpadní jsou:

- rostlinné zbytky ze zemědělské prvovýroby a údržby krajiny (sláma apod.);
- odpady z živočišné výroby (exkrementy z chovů zvířat, zbytky krmiv);
- biologicky rozložitelné komunální odpady (kuchyňské odpady, organické zbytky z údržby zeleně);
- organické odpady z průmyslových a potravinářských výrob;
- lesní odpady (dřevní hmota, kůra, palivové dřevo, klestí, odřezky atd.).

Fermentace a tvorba bioplynu probíhá ve vlhkém prostředí a proto jsou pro anaerobní zpracování vhodné kapalné, mokré materiály, jako jsou kejda, hnůj, zbytky jídla, tuky a podobně. Důležité je také to, že při výrobě bioplynu lze rovněž využívat kofermentaci, kdy se s materiálem z živočišné výroby současně zpracovávají i materiály jiné. V zemědělství přicházejí jako kofermenty v úvahu zbytky z rostlinné výroby (travní hmota). Využívání kofermentů je zajímavé i pro likvidaci kafilerních a jatečních odpadů (i masokostní moučky).

Následující tabulka uvádí orientační hodnoty denní produkce bioplynu v m³ na zvíře u různých kategorií hospodářských zvířat.

Tabulka č.2

Denní množství výkalů , jejich sušina a produkce bioplynu (Zdroj [9])

	Průměrné množství výkalů kg/den	Sušina výkalů včetně moče kg/den	Množství bioplynu m ³ /den
Dojnice 550 kg	60	6	1,7
Skot ve výkrmu 350 kg	30	3	1,2
Jalovice 330 kg	35	3,5	0,9
Telata 100 kg	12 – 15	1,25	0,3
Prasnice 170 kg	14	1,0	0,3
Prasnice se selaty	27	2,0	0,4
Prasata ve výkrmu 70 kg	8,5	0,5	0,2
Selata 10 kg	3	0,15	0,1
Selata 23 kg	4	0,25	0,15
Kanec 250 kg	18,5	1,3	0,3
Nosnice 2,2 kg	0,15 – 0,30	0,04	0,016
Kuřice 1,1 kg	-	0,025	0,009

Obecně existují dva základní druhy fermentačních procesů podle [1].

• Aerobní fermentace

Jde o známý postup výroby kompostů provzdušňováním. Průběh aerobní fermentace je charakterizován rychlým růstem teploty po startu. Produkty aerobní fermentace jsou:

- fermentační zbytek resp. hnojivý substrát;
- plynné emise CO₂, CH₄, NH₃, pachových látek a vodní páry.

Aerobní fermentace se jako technologie pro výrobu bioplynu nepoužívá.

• Anaerobní fermentace

Jedná se o mikrobiální proces, kdy bez přístupu vzduchu, za optimálně řízených podmínek (obsah sušiny, reakční teplota, pH) a za působení vhodných kultur anaerobních mikroorganismů dochází k rozkladu organických látek za současné produkce bioplynu. Principiálně se setkáváme se dvěma druhy procesů:

- mokrá fermentace;
- suchá fermentace (tímto způsobem výroby se nezabýváme).

Anaerobní fermentace je doprovázena velmi výraznou redukcí přirozené pachové zátěže (fermentace probíhá v plynotěsném reaktoru). Průměrná doba zdržení biomasy v reaktoru činí 20-30 dnů. Výslednými produkty jsou:

- fermentační zbytek (fermentát);
- energeticky využitelný bioplyn.

Proces není doprovázen žádnými dalšími emisemi nežádoucích chemických komponent. Vznikající bioplyn je zpravidla energeticky využíván pro kombinovanou výrobu elektřiny a tepla. Elektřina je buď prodávána do sítě nebo využívána pro krytí vlastní spotřeby a pro přebytky tepla je vhodné nalézt další využití.

3.4.1 Mokrý fermentace

Nejčastějšími případy jsou bioplynové stanice na zemědělských farmách, kde se zpracovává kejda ustájených zvířat.

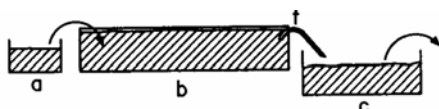
Bioplynová stanice pro mokrou fermentaci

Je tvořena vstupní jímkou, reaktorem (fermentorem) a výstupní jímkou (mezisklad fermentačního zbytku - uskladnění před konečným využitím, např. aplikací na pole). Anaerobní proces je kontinuální a manipulaci materiálu zajišťují čerpadla. Technologická linka pro anaerobní fermentaci organických materiálů může mít podle druhu a úpravy zpracovávaného materiálu před přesunem do fermentoru mnoho variant. Základní schéma BPS bylo uvedeno na obrázku č.1. V současné době se nejčastěji používá BPS ve dvou provedeních.

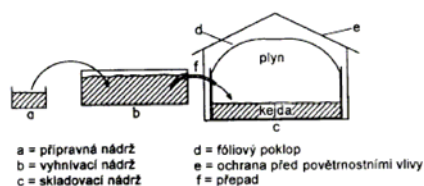
Obrázek č.4

Provedení BPS (Zdroj [9])

Metoda průtoková



Metoda průtoková se zásobníkem na konci



3.4.2 Hlavní části bioplynové stanice

- **Fermentory (reaktory)**

Fermentor je místo kde vzniká bioplyn. Do fermentoru je většinou ze vstupní jímky přiváděn substrát. Ve fermentoru vzniká bioplyn a vyfermentovaný substrát. Ten je odváděn z fermentoru do výstupní jímky. Hlavní podmínkou pro dobrou činnost anaerobních bakterií je vytvoření a udržování stanovené teploty fermentace. Rovněž probíhá míchání náplně fermentoru, aby v prostoru fermentoru nevznikaly mrtvé zóny. Fermentory bývají zpravidla konstruovány jako horizontální nebo vertikální. Rozdělení fermentorů podle jejich charakteristických vlastností (pravoúhlé fermentory, válcové fermentory, kulové fermentory). Nejvíce se v současné době používá válcový reaktor s tvarem komolého kužele ve spodní nebo i horní části.

- **Plynojem**

- **Přípravné a skladovací nádrže**

- **Potrubí**

Potrubí je dvojího druhu.

Plnicí potrubí, ve kterém je pod tlakem dopravován substrát. Mělo by mít minimální průměr 100 mm a větší, aby se zabránilo ucpáváním a velkým ztrátám tlaku. Bývá ocelové nebo plastové.

Přepadové potrubí, kterým materiál odchází samovolně vlivem přirozeného spádu. Mělo by mít průměr 200 mm a větší. Materiálem je většinou plast. Potrubí by měla být uložena v nezamrzajícím prostředí. Měla by mít mírný spád okolo 1-2 % směrem k vyústění. Spád umožňuje samovolné vyprázdnění obsahu potrubí.

- **Armatury**

Nejdůležitější armatury v potrubním systému jsou spojky, příruby, šoupátka, zpětné klapky, čistící otvory a manometry.

- **Čerpadla**

Jsou nutná pro překonání výškového rozdílu mezi jednotlivými nádržemi a pro pohon hydraulických míchadel (pokud jsou použita). Volba čerpadla závisí především na druhu dopravované substrátu.

- **Míchadla**

Slouží především pro smíchání čerstvého substrátu s již vyhnílym substrátem, k rovnoměrnému rozložení teplot ve fermentoru, k zabránění vzniku plovoucího příkrovu,

zlepšení látkové výměny bakterií. Promíchání je možné provádět mechanicky, hydraulicky nebo využitím vlastního tlaku vyráběného bioplynu – pneumaticky.

- **Topná zařízení a příprava tepla pro proces**

- **Odstraňování těžkých látek**

- **Tepelná izolace**

Tepelná izolace fermentoru, teplovodního potrubí a zásobníku tepla je v našich zeměpisných šířkách nezbytná. Materiálem tepelné izolace je nejčastěji minerální vlna, extrudovaný pěnový polystyrén nebo jiné tepelné izolace.

- **Kontrolní, měřicí a ovládací zařízení**

- **Bioplynová koncovka**

Tento soubor technologických zařízení zahrnuje potrubí pro přepravu bioplynu, soubor bezpečnostních zařízení pro zabránění požáru a výbuchu, dmychadla, plynojem a regulační a kontrolní prvky, zařízení na úpravu a čištění bioplynu.

3.5 Výhody výstavby a provozu bioplynové stanice

Podle [1] se jedná hlavně o tyto výhody:

Získání hodnotné energie (elektrická energie, teplo).

Zmenšení zatížení prostředí zápachem.

Zmenšení zatížení ovzduší čpavkem a metanem.

Dlouhodobě státem garantované výkupní ceny elektrické energie vyrobené z bioplynu.

Likvidace a zpracování jinak těžko odbouratelných organických zbytků.

Možnost poskytování placených služeb ekologické likvidace organických odpadů jiným subjektům.

Získání vysoce hodnotného organického hnojiva

Omezení klíčivosti semen plevelu, zlepšení odolnosti rostlin, snížení spotřeby pesticidů při užití hnojiv z bioplynové stanice a v neposlední řadě rentabilita a rychlá návratnost investic vložených do výstavby BPS.

Bioplyn a vliv na životní prostředí

Anaerobní fermentace biomasy, spojená s výrobou bioplynu a jeho následným energetickým využitím má velmi pozitivní vliv na životní prostředí.

Řízená anaerobní fermentace zabezpečí jímání metanu (bioplynu) a tedy zabránění jeho úniku do atmosféry. Metan CH_4 je hlavní energetická složka bioplynu, vzniká i v přírodě při samovolném rozkladu organické hmoty. Přitom je velmi významným skleníkovým plynem.

Bioplyn můžeme považovat za obnovitelný zdroj-palivo (potenciál se obnovuje přírodními procesy). Při energetickém využití bioplynu je bilance CO_2 neutrální.

3.6 Skladování bioplynu

Velkou výhodou bioplynu oproti jiným nosičům energie je ta skutečnost, že ho lze skladovat a podle potřeby využívat v době, kdy je potřeba zapojit špičkové zdroje pro výrobu elektrické energie nebo tepla. Při jeho skladování nedochází ke ztrátám. Velikosti plynojemů je potřeba dimenzovat s patřičnou rezervou podle projektované předpokládané produkce bioplynu a podle způsobu využívání vyprodukovaného bioplynu. Bude-li se bioplyn využívat k výrobě elektrické energie, potřebujeme zásobník o objemu alespoň 8 hodinové produkce plynu. Bioplynové zásobníky lze rozdělit podle typu konstrukce, velikosti a tlaku na nízkotlaké, středotlaké a vysokotlaké.

Nízkotlaké zásobníky

Nejvíce rozšířený druh zásobníků plynu. V poslední době se vzhledem k úspoře nákladů začínají prosazovat foliové plynojemy, jejichž pořizovací náklady jsou nižší a jejich realizace je z hlediska pracnosti a náročnosti na provedení podstatně výhodnější.

Středotlaké a vysokotlaké zásobníky

Jsou to ocelové zásobníky s tlakem 0,5 až 2 MPa (středotlaké). Vysokotlaké až 30 MPa. Ke stlačení se používají vícestupňové kompresory.

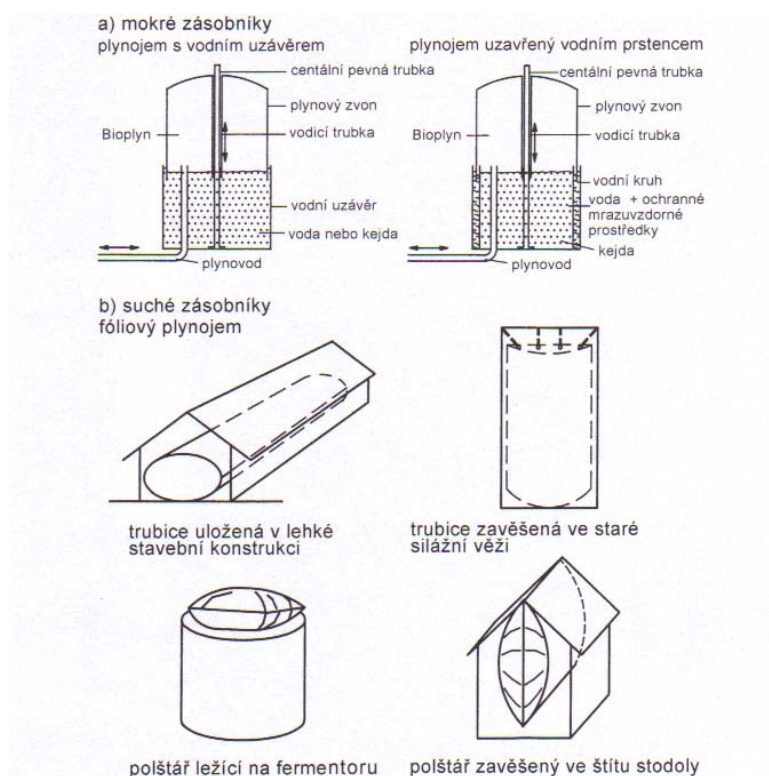
Tabulka č.3

Přehled zásobníků (Zdroj [1])

Tlakový stupeň	Provozní tlak	Velikost	Provedení
	[kPa]	[m ³]	
Nízký tlak	2-5	10 až 2000	Plynojem s vodovodním uzávěrem Fóliové plynojemy
Střední tlak	500 až 2000	1 až 100	Ocelové nádrže
Vysoký tlak	20000 až 30000	0,1 až 0,5	Ocelové lahve

Obrázek č.5

Schémata zásobníků (Zdroj [1])



3.7 Zužitkování plynu

Plyn produkovaný ve fermentoru obsahuje při svém výstupu do plynojemu asi 100 % vodní páry a velké množství sirovodíku, proto musí být upraven. Aby se zabránilo korozi potrubí, případně plynojemu, plynového motoru a jiných spotřebičů, musí být v celé soustavě řešeno odstraňování kondenzátu po kondenzaci vodní páry a odsiřování bioplynu (provedeno foukáním malého množství vzduchu). V některých případech se provádí i čištění bioplynu.

Spalování

Přímé spalování v hořácích například při vaření nebo v infračervených zářičích se u nás v současné době již nepoužívá.

Vytápění bioplynem

K vytápění bioplynem se používají kotle s atmosférickými hořáky do výkonu přibližně 30 kW nebo dmychadlové kotle pro větší výkony.

Kogenerace tepla a elektrické energie

V těchto případech se bioplyn využívá ke spalování jako palivo pro pohon KJ, které pohánějí generátory na výrobu elektrického proudu. Odpadní teplo z chladicích okruhů těchto KJ a výfukové plyny se pomocí výměníků využívají k teplovodnímu vytápění budov nebo ohřev TV. Otázky úhrady za elektrickou energii řeší zákon 180/2005 Sb. o podpoře výroby elektřiny z obnovitelných zdrojů energie.

Zásobování rozvodných plynovodních sítí

Do budoucna se uvažuje rovněž s možností dodávání bioplynu do rozvodných plynovodních sítí. Vzhledem k malým kapacitám výrobních jednotek, doposud malému rozšíření bioplynových stanic a nerovnoměrnosti produkce si tento způsob využití bioplynu ještě vyžádá podrobné zpracování celého koncepčního řešení. Při dodávání bioplynu do rozvodných sítí musí být bioplyn vyčištěn a zbaven všech příměsí (separace CO₂) a obsah metanu by měl být okolo 98 %.

Ve všech zařízeních, ve kterých se skladuje a zužitkovává bioplyn, musí být instalována odpovídající bezpečnostní zařízení (pojistky, hlídače plamene, regulační ventily a podobně).

Využití bioplynu v dopravě

Vyčištěný bioplyn se dá rovněž použít jako palivo pro automobily. Bioplynem poháněné automobily fungují bivalentně. To znamená, že mohou být stisknutím přepnuty na tradiční pohon. Účinnost motoru se vlivem této techniky zmenšuje ve srovnání s tradičními pohony. Touto problematikou se zabývám v části 6.3.

3.8 Výpočet produkce a kvality plynu

Produkce bioplynu a jeho kvalita byla stanovena hlavně podle [1], [9].

Výpočet denní produkce plynu

Počítám s následujícími počty zvířat:

10 000 prasat

6 000 slepic

250 krav

Dále počítám s tzv. kofermentací 10 tun travní hmoty denně.

Denní množství bioplynu na jedno zvíře jsem zjistil z tabulky č.2 a z literatury [1].

Pro prasata

$0,3 \sim 0,4 \text{ m}^3_{\text{plynu}}/\text{den}$ (pro výpočet 0,4)

Pro slepice

$0,009 \sim 0,016 \text{ m}^3_{\text{plynu}}/\text{den}$ (pro výpočet 0,012)

Pro krávy

$1,2 \sim 1,7 \text{ m}^3_{\text{plynu}}/\text{den}$ (pro výpočet 1,6)

Pro travní hmotu

Z publikace [1] počítám s tím, že na 1 t travní hmoty vznikne $180 \text{ m}^3_{\text{plynu}}/\text{den}$.

$$\text{Denní množství plynu} = 10000 \cdot 0,4 + 6000 \cdot 0,012 + 250 \cdot 1,6 + 10 \cdot 180 = 6272 \left[m^3_{\text{BIOPLYNU}} \right]$$

S touto produkcí bioplynu budu dále počítat jako se vstupní hodnotou pro návrh kogenerační jednotky se spalovacím motorem a spalovací turbínou.

3.9 Výpočet vlastností bioplynu

Bioplyn má složení, které je uvedeno v tabulce č.4. Složení bioplynu je dáno jako průměrné z deseti BPS v Německu podle [1].

Tabulka č.4

Složení bioplynu

Složka	Podíl	
CH ₄	%	57,3
CO ₂	%	35,7
N ₂	%	5,5
O ₂	%	1,4
Ostatní (NH ₃ , H ₂ , H ₂ S)	%	0,1
Σ	%	100

Výhřevnost bioplynu

Výhřevnost bioplynu je dána objemovým podílem metanu vynásobeným výhřevností.

$$Q_{i,\text{BIOPLYNU}} = \varphi_{\text{CH}_4} \cdot Q_{i\text{CH}_4} = 0,573 \cdot 35880 = 20559 \text{ kJ.m}^{-3}. \quad (3.1)$$

Výhřevnost metanu podle přílohy č.1.

Spalné teplo bioplynu

Spalné teplo bioplynu je dáno objemovým podílem metanu vynásobeným spalným teplem.

$$Q_{n,\text{BIOPLYNU}} = \varphi_{\text{CH}_4} \cdot Q_{n\text{CH}_4} = 0,573 \cdot 39815 = 22814 \text{ kJ.m}^{-3}. \quad (3.2)$$

Spalné teplo metanu podle přílohy č.1.

Hustota bioplynu

Hustota jednotlivých složek bioplynu podle přílohy č.5.

$$\begin{aligned}\rho_{\text{BIOPLYNU}} &= \sum_i \varphi_{\text{BP}} \cdot \rho_i \\ \rho_{\text{BIOPLYNU}} &= 0,573 \cdot 0,7174 + 0,357 \cdot 1,9771 + 0,055 \cdot 1,2504 + 0,014 \cdot 1,4291 \\ \rho_{\text{BIOPLYNU}} &= 1,2057 \text{ kg} \cdot \text{m}_n^{-3}\end{aligned}\quad (3.3)$$

Minimální množství vzduchu

- pro přebytek vzduchu $n = 1$
- množství vzduchu tvořeno množstvím vzduchu pro spálení metanu a od něho odečtené množství kyslíku, obsažené v bioplynu
- minimální spotřeba vzduchu pro spálení metanu podle přílohy č.4

$$\begin{aligned}V_{\text{vzd-min}} &= \omega_{\text{CH}_4} \cdot V_{\text{vzd-min}_{\text{CH}_4}} - \omega_{\text{O}_2} \cdot \frac{1}{0,21} \\ V_{\text{vzd-min}} &= 0,573 \cdot 9,559 - 0,014 \cdot \frac{1}{0,21} \\ V_{\text{vzd-min}} &= 5,411 \text{ m}^3 \cdot \text{m}_n^{-3}\end{aligned}\quad (3.4)$$

Spaliny

- pro přebytek vzduchu $n = 1$
- ve spalinách se objeví dusík, vodní pára a oxid uhličitý
- množství spalin vzniklých spálením metanu podle přílohy č.3

$$\begin{aligned}V_{\text{CO}_2} &= \omega_{\text{CH}_4} \cdot 0,998 + \omega_{\text{CO}_2} \\ V_{\text{CO}_2} &= 0,573 \cdot 0,998 + 0,357 = \underline{0,929} \text{ m}^3 \cdot \text{m}_n^{-3}\end{aligned}\quad (3.5)$$

$$\begin{aligned}V_{\text{H}_2\text{O}} &= \omega_{\text{CH}_4} \cdot 1,934 \\ V_{\text{H}_2\text{O}} &= 0,573 \cdot 1,934 = \underline{1,108} \text{ m}^3 \cdot \text{m}_n^{-3}\end{aligned}\quad (3.6)$$

$$V_{\text{N}_2} = \omega_{\text{N}_2} + 0,79 \cdot V_{\text{VZmin}} = 0,055 + 0,79 \cdot 5,411 = \underline{4,330} \text{ m}^3 \cdot \text{m}_n^{-3}\quad (3.7)$$

Celkové množství spalin je dáno součtem složek

$$V_{\text{SP}} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2} = 0,929 + 1,108 + 4,330 = \underline{6,367} \text{ m}^3 \cdot \text{m}_n^{-3}\quad (3.8)$$

Složení spalin

- pro přebytek vzduchu $n = 1$

$$\Omega_{\text{CO}_2} = \frac{V_{\text{CO}_2}}{V_{\text{SP}}} \cdot 100 = \frac{0,929}{6,367} \cdot 100 = 14,59 \% \quad (3.9)$$

$$\Omega_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\text{SP}}} \cdot 100 = \frac{1,108}{6,367} \cdot 100 = 17,40 \%$$

$$\Omega_{\text{N}_2} = \frac{V_{\text{N}_2}}{V_{\text{SP}}} \cdot 100 = \frac{4,330}{6,367} \cdot 100 = 68,01 \%$$

Tabulka č.5

Shrnutí výpočtu spalování

Při $n = 1$							
SLOŽKA	ω_i	V_{VZ}	Složení spalin				CELKEM
	$\text{m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$	$\text{m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$	V_{CO_2} $\text{m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$	$V_{\text{H}_2\text{O}}$ $\text{m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$	V_{N_2} $\text{m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$	V_{O_2} $\text{m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$	$\text{m}^3 \cdot \text{m}^{-3}$
CH ₄	0,573	5,477	0,572	1,108	-	-	1,68
CO ₂	0,357		0,357	-	-	-	0,357
O ₂	0,014	-0,067	-	-	-	-	-
N ₂	0,055		-	-	4,33	-	4,33
Suma	1	5,411	0,929	1,108	4,33	-	6,367
Spaliny: objemové podíly			0,1459	0,174	0,6801	-	1

3.10 Dimenzování bioplynové stanice

Po stanovení koncepce zařízení (zařízení pracuje průtokovou metodou) je dalším důležitým krokem stanovení přibližné velikosti jednotlivých prvků. Tento výpočet je pouze orientační a ukazuje přibližně velikost jednotlivých zařízení. Výpočet proveden podle [1].

Získávání substrátu a výpočet objemu fermentoru

Pro dimenzování bioplynové stanice je hlavním měřítkem, jaké množství odpadů má být v BPS zpracováno.

Výpočet denního množství substrátu

Počítám s následujícími počty zvířat a množstvím kejdy:

10 000 prasat (množství kejdy na jedno zvíře 0,05 m³/den);

6 000 slepic (množství trusu na jedno zvíře 0,004 m³/den);

250 krav (množství kejdy na jedno zvíře 0,0002 m³/den).

Celkové množství tedy:

$$m_{kejdy} = 10000 \cdot 0,05 + 6000 \cdot 0,0002 + 250 \cdot 0,05 = 53,7 \left[m^3_{kejdy} \cdot d^{-1} \right] \quad (3.10)$$

Dále počítám s tzv. kofermentací 10 tun travní hmoty denně s průměrnou hustotou 200 kg/m³.

$$m_{travni\ hmoty} = \frac{10 \cdot 1000}{200} = 50 \left[m^3_{travni\ hmoty} \cdot d^{-1} \right] \quad (3.11)$$

Celkové denní množství substrátu dáno součtem výsledků z rovnice (3.10) a (3.11).

$$m = m_{kejdy} + m_{travni\ hmoty} = 53,7 + 50 = 103,7 \left[m^3 \cdot d^{-1} \right] \quad (3.12)$$

Objem přípravné nádrže

Kapacita přípravné nádrže má vystačit na 1 až 2 dny provozu.

$$V_1 = m \cdot (1 \div 2) = 103,7 \cdot (1 \div 2) = 104 \div 207 \left[m^3 \right] \quad (3.13)$$

Objem fermentoru

Objem fermentoru pro průtokový způsob má být na 20 až 30 dnů provozu.

$$V_2 = m \cdot (20 \div 30) = 103,7 \cdot (20 \div 30) = 2074 \div 3111 \left[m^3 \right] \quad (3.14)$$

Objem jímky na kejdu (dokvašování/skladovací nádrž)

Celková kapacita má vystačit na 180 až 200 dní (doba vegetačního klidu, kdy se kejda nevyváží na pole a musí být skladována).

$$V_3 = m \cdot (180 \div 200) = 103,7 \cdot (180 \div 200) = 18666 \div 20740 \text{ [m}^3\text{]} \quad (3.15)$$

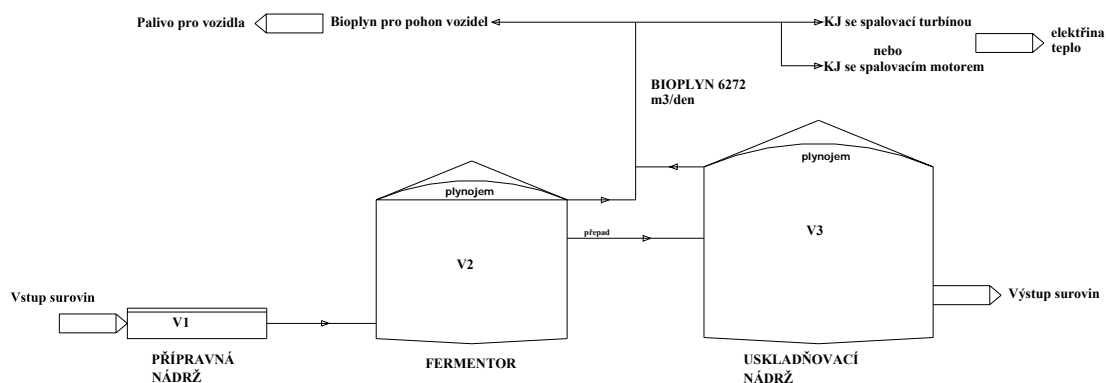
Objem plynojemu

Při použití vyrobeného bioplynu přímo ke spalování v kogenerační jednotce je objem plynojemu menší, protože výroba bioplynu a jeho odběr ke spalování je sladěn. Objem plynojemu by měl být dimenzován na 8 hodin provozu KJ. V tomto případě vychází objem plynojemu 2090 m³.

Zjednodušené schéma BPS je na následujícím obrázku.

Obrázek č.6

Schéma BPS



4. Kogenerace

Principem kogenerace je sdružená výroba elektřiny a tepla. Proces přeměny energie z paliva je proveden tak, že nejprve se využije vysokopotenciální tepelná energie (pracovní látka má vysokou teplotu) k vykonání práce a teprve potom se pracovní látka o nižší teplotě využije pro pokrytí potřeb tepla.

Vítaným důsledkem použití kogenerace je snížení spotřeby primárních energetických zdrojů. Se snížením této spotřeby pak souvisí i zmenšení škodlivých emisí, vznikajících při transformaci PEZ do požadovaných forem energie. Zmenšení spotřeby PEZ je možné ukázat porovnáním obou možných způsobů výroby energií:

- odděleného způsobu výroby elektřiny a tepla;
- kogeneračního způsobu výroby těchto energií.

Při odděleném způsobu výroby můžeme předpokládat, že se elektřina vyrobí v referenční kondenzační elektrárně spalující hnědé energetické uhlí a teplo v plynové výtopně. Předpokládáme přitom účinnost výroby elektřiny (včetně ztrát v rozvodech k místu spotřeby) 33 %. Účinnost výtopny 90 %.

Při kogeneračním způsobu výroby můžeme použít více druhů technologií. Porovnání účinností jednotlivých druhů kogeneračních technologií (podrobněji vysvětleno dále) jsou v následující tabulce.

Tabulka č.6

Porovnání účinností jednotlivých druhů kogeneračních technologií (Zdroj [2])

Kogenerační zařízení	$e[1]$	$\eta_e[\%]$	$\eta_i[\%]$	$\eta_{kog}[\%]$	Výkon [kW_e]
s nízkými parametry páry	0,07 až 0,13	5 až 10	75	80 až 85	od 100
s vysokými parametry páry	0,5 až 0,8	30 až 40	55 až 50	85 až 90	od 10 000
s plynovou turbínou*)	0,5 až 1	25 až 41	50 až 40	75 až 81	od 100
s paroplynovou jednotkou	0,9 až 1,3	42 až 50	45 až 40	87 až 90	od 20 000
se spalovacím motorem**)	0,5 až 1	27 až 45	53 až 45	80 až 90	7 až 25000
s palivovými články	1,3 až 2	50 až 60	37 až 30	87 až 90	-

*) platí pro PT s výkonem pod 1 MW

**) platí pro motory 20 kW až 5 MW

4.1 Druhy kogeneračních technologií

Každý kogenerační zdroj sestává z těchto čtyř základních částí:

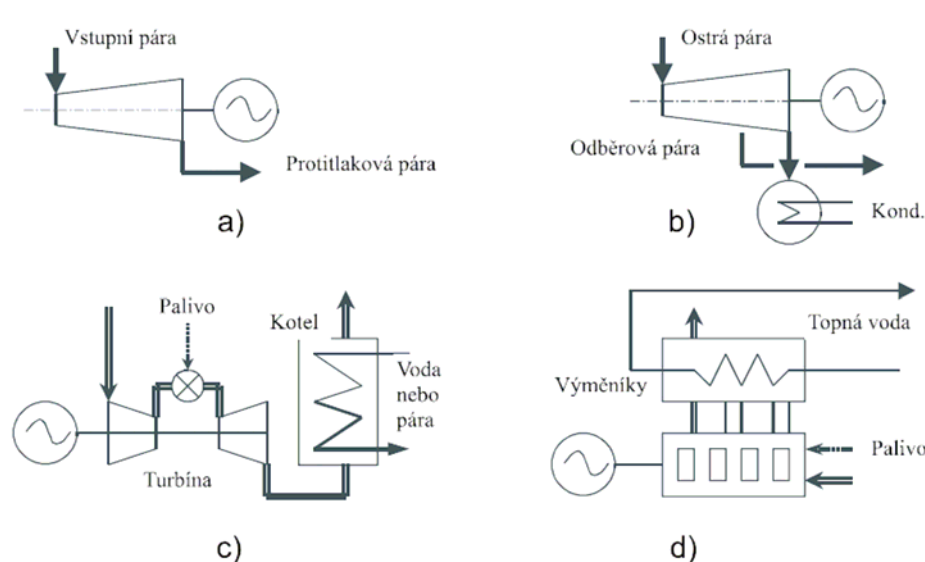
- motoru (pohonné jednotky);
- elektrického alternátoru včetně zařízení pro připojení na spotřebitelskou a veřejnou síť;
- kotle nebo výměníků tepla včetně propojení na tepelné rozvodné sítě;
- kontrolního a řídicího systému.

V současné době se jako pohon v kogeneračních jednotkách (KJ) nejčastěji používají:

- parní turbíny;
- spalovací turbíny;
- spalovací motory;
- paroplynová (kombinovaná) zařízení.

Obrázek č.7

Schématické znázornění základních typů zdrojů kombinované výroby elektrické energie a tepla (Zdroj [2])



Legenda: a) protitlaké parní turbosoustrojí; b) odběrové parní turbosoustrojí; c) plynová turbína (spalínový kotel); d) plynový motor s výměníky tepla

4.2 Výhody a nevýhody kogenerace

Výhody kogenerace

Kombinovaná výroba je jedním z nejúčinnějších nástrojů ke snižování energetické náročnosti systémů zásobování teplem a elektřinou vyplývající z úspory primárních energetických zdrojů. Výhody kogenerace je možné vysvětlit pouze při porovnání s oddělenou výrobou elektřiny a tepla v kondenzační elektrárně a výtopně.

Z termodynamického hlediska kogenerační technologie snižuje spotřebu primární energie, přiváděnou většinou ve formě fosilního paliva, neboť výroba tepla je zde spojena s výrobou elektřiny, kterou by jinak bylo nutné vyrobit v klasických parních kondenzačních elektrárnách při nižší celkové účinnosti.

Z úspory paliva při kombinované výrobě elektřiny a tepla je to ekologický přínos (klesá spotřeba paliv) a tím i negativní důsledky jejich těžby a spalování. Zejména klesá produkce škodlivých emisí oxidů dusíku a síry. Jednoznačně pozitivní je však pokles produkce CO_2 , jakož to plynu způsobujícího skleníkový efekt. Úspora paliva, která je přímo úměrná modulu teplárenské výroby elektřiny e znamená absolutní snížení množství spalovaných paliv a tím i snížení znečišťování životního prostředí produkty spalovacích procesů.

Parametr e [1] se nazývá modul teplárenské (kogenerační) výroby elektřiny a je dán podílem množství elektrické energie vyrobené kogeneračním zařízením a tepla dodaného spotřebiteli nebo poměrem elektrického a tepelného výkonu zařízení.

Nevýhody kogenerace

Za hlavní nevýhodu kogenerace je možné považovat vyšší pořizovací náklady, které musí investor uhradit prakticky jednorázově ať už z vlastních zdrojů nebo úvěrem před uvedením zdroje do provozu. Vložené prostředky získává zpět postupně během provozu zařízení. Aby byla návratnost vložené investice co nejkratší, musí být roční využití zařízení vysoké. Při malém ročním využití může být kogenerační zařízení z ekonomického pohledu ztrátové. Z hlediska provozovatele (investora) je nejdůležitější hodnocení efektivnosti vynaložení finančních prostředků. Hodnocení z jeho pohledu je

možno provést například porovnáním nákladů na oddělené zajištění dodávky elektřiny a tepla (nákupem nebo vlastní výrobou).

Použití bioplynu v KJ není bez technických problémů, zejména jedná-li se o jednotky se spalovacími motory. Bioplyn má jednak s časem proměnné složení, jednak obsahuje některé látky velmi nepříznivé pro spalovací motory. Jedná se především o sloučeniny chloru (halogenové sloučeniny ve skládkových plynech), síry (zejména H_2S), o čpavek, pevné a olejové částice. Sloučeniny síry a chloru vytvářejí při spalování silné kyseliny, které napadají všechny části motoru, jako jsou ložiska, vložky válců, pístní kroužky, ventily atd. Větší obsah vody v bioplynu umožňuje vznik kyselého roztoku, který způsobuje koroze plynové trati. Pevné částice způsobí abrazivní opotřebení motoru. Bioplyn musí být v biostanicích také čištěn.

4.2.1 Ceny a dostupnost

Dále se budu věnovat plynové kogeneraci se spalovacím motorem a turbínou.

KJ s plynovým motorem jsou v ČR jednak přímo vyráběny nebo dodávány prostřednictvím tuzemských zastoupení cizích výrobních firem. Zařízení všech těchto dodavatelů jsou již v tuzemsku aplikována v mnoha instalacích. Měrné ceny jednotek vztažené k instalovanému elektrickému výkonu jsou o něco vyšší než u parních soustrojí - obvykle se pohybují podle [2] v rozsahu 12 000 - 16 000 Kč/kW elektrického výkonu. Měrné ceny spalovacích turbín jsou vyšší než u jednotek s plynovými motory a pohybují se podle [2] obvykle v rozsahu 25 000 - 30 000 Kč/kW_e.

4.3 Kogenerace a životní prostředí

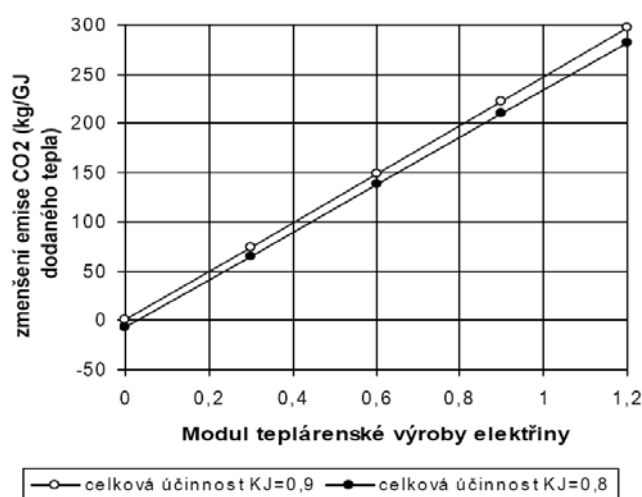
KJ současné vývojové generace splňují z hlediska emisí příslušné normy. Oproti oddělenému způsobu výroby tepla a elektřiny výrazně snižují celkovou velikost emisí SO_2 , NO_x , CO, prachu, ale i CO_2 a to v důsledku snížení spotřeby PEZ a plynofikací výroby elektřiny.

4.3.1 Snížení produkce CO₂

V závislosti na okolnostech je snížení emisí oxidu uhličitého při provozu KJ rozdílné, v závislosti na použité technologii a dosažené hodnotě modulu teploty výroby elektřiny. Na obrázku č.8 je patrné, v jakém rozmezí se toto snížení může pohybovat. Srovnání je provedeno vzhledem k plynové výtopně a k elektrárně spalující energetické hnědé uhlí.

Obrázek č.8

Snížení emisí CO₂ při dodávce 1 GJ tepla z kogenerační jednotky (Zdroj [2])



4.3.2 Snížení emisí ostatních škodlivých látek

Při spalování fosilních paliv vzniká oxid uhličitý CO₂, podporující skleníkový efekt a řada emisních škodlivin, k nimž patří plynné látky: oxid siřičitý SO₂, oxidy dusíku (NO_x) a oxid uhelnatý CO a tuhé látky ve spalinách. Oxidy dusíku vznikají v důsledku vysokých teplot při spalování. Oxid uhelnatý vzniká nedostatečnou oxidací a příliš vysokým ochlazením plamene. Emise nespálených uhlovodíků je důsledkem existence mrtvých koutů (například šterbin mezi válcem, pístem a pístními kroužky) a studených zón, jimiž neprojde fronta plamene.

Úspora paliva, kterou docílíme použitím kogenerace, znamená tedy i úměrné snížení hmotnostních toků vypouštěných škodlivin. Pro absolutní produkci CO₂ má důležitý vliv druh spalovaného paliva.

4.3.3 Omezení emisí škodlivých látek z kogeneračních látek

K omezení emisí se používají primární a sekundární opatření. Podle [2] a [6].

K **primárním opatřením** patří konstrukční úpravy motorů (optimalizace pracovního prostoru válců apod.) a provozní opatření (snížení zatížení motoru, zvýšení přebytku vzduchu, optimální nastavení zážehu apod.). Motory, využívající pokročilé technologie spalování nové generace jsou schopny bez katalyzátoru splnit požadované emisní limity.

K **sekundárním opatřením** patří zařazení katalyzátorů. U menších zařízení se setkáme s jednocestnými oxidačními katalyzátory. Větší a dražší jednotky používají trojcestný regulovaný oxidační katalyzátor, jímž se snižuje obsah NO_x , CO i HC.

Zařízení velkého výkonu také používají, podobně jako velké elektrárenské bloky, selektivní katalytickou redukci oxidů dusíku pomocí čpavku (NH_3).

V další části se budu detailněji věnovat plynové kogeneraci se spalovací turbínou a motorem.

4.4 Kogenerace se spalovacími turbínami

Spalovací turbína s jednoduchým otevřeným oběhem se skládá z kompresoru, spalovací komory, plynové turbíny, elektrického generátoru a pomocných zařízení. Principem práce spalovací turbíny je, že kompresor nasává vzduch z atmosféry a stlačuje jej na požadovaný tlak. Stlačený vzduch je veden do spalovací komory, kde se v jeho proudu při stálém tlaku spaluje palivo. Tím vzniknou spaliny o vysoké teplotě a tlaku, které pak expandují v plynové turbíně. Po průchodu turbínou jsou odváděny do atmosféry. Plynová turbína pohání přímo kompresor. Přebytek výkonu je použit pro pohon elektrického generátoru.

Tepelná účinnost spalovací turbíny je tím větší, čím větší je teplota spalin na výstupu ze spalovací komory. Vysoká teplota spalin vyžaduje ovšem dokonalou konstrukci plynové turbíny a materiály nejvyšší kvality. Teploty spalin na výstupu ze spalovací komory se dnes pohybují v rozpětí 950 - 1250 °C u turbín průmyslového typu.

U turbín odvozených z leteckých motorů dosahují až 1380 °C. Tlak za kompresorem bývá u turbín průmyslového typu nejčastěji 0,6 - 1,2 MPa (u turbín největšího výkonu ovšem až 2,2 MPa). Elektrická účinnost se může pohybovat v rozsahu 20 až 48 % a závisí na typu spalovací turbíny a především na teplotě spalin za spalovací komorou.

Palivem spalovacích turbín je nečastěji zemní plyn. Vhodným palivem je také lehký topný olej. Odpadní plyny, jako průmyslové odpadní plyny, bioplyn nebo skládkový plyn jsou využitelné za předpokladu, že jsou zbaveny všech mechanických nečistot a mají konstantní složení a výhřevnost. Těžký topný olej není jako palivo vhodný vzhledem k problémům s korozemi horkých částí.

Technologie uplatňované ve vývoji spalovacích turbín dosahují poměrně dobrých výsledků i v redukci tvorby NO_x. Hlavním směrem vývoje je snižování spalovací teploty, které se dosahuje buď suchým způsobem nebo také injektáží páry do spalovací komory (mokrý způsob). Vstřikováním vodní páry do spalovací komory se zvyšuje objemový průtok turbínou, což současně zvyšuje výkon turbíny. Všechny tyto systémy mají své limity a proto tam, kde jsou extrémně nízké požadavky na NO_x je nezbytné zařadit navíc technologii selektivní katalytické redukce.

4.4.1 Kogenerační způsoby zapojení spalovacích turbín

Teplota spalin na výstupu z turbíny bývá cca 450 až 550 °C, což dává předpoklady pro dodávku i vysokopotenciálního tepla (horká voda i pára). Spalování ve spalovací komoře probíhá za poměrně velkého přebytku vzduchu. Spaliny tak obsahují dostatek kyslíku, který umožňuje přívod dalšího paliva. Toto tzv. přídavné spalování (přítápění) dovoluje zvýšit teplotu spalin na hodnoty i vyšší než 1000 °C. Poměr elektrického a tepelného výkonu se tím však snižuje, takže takový provoz je přijatelný jen pro účely pokrývání špiček potřeby tepla. Pokud je požadována dodávka tepla i tehdy, když spalovací turbína není v provozu, vybavuje se kotel vzduchovými ventilátory a zvláštními hořáky. Na druhé straně je někdy výhodné, aby spalovací turbína mohla být provozována ve špičkách potřeby elektrické energie bez dodávky tepla. Pro tento účel bývá instalován zvláštní komín na výstupu spalin za spalovací turbínou, umožňující obtok spalinového kotle.

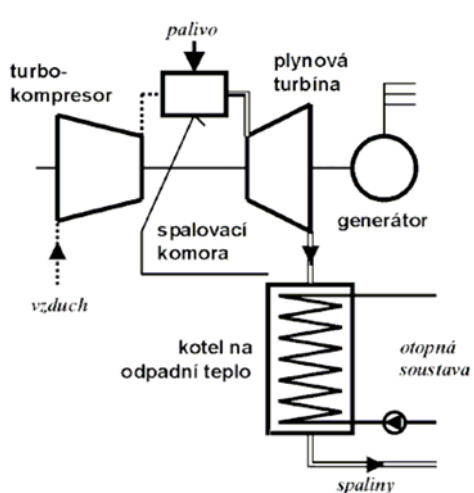
Spaliny na výstupu ze spalovací turbíny mohou být využívány pro následující účely:

- produkce středotlaké a nízkotlaké páry k vytápění a pro technologické účely;
- výroba teplé nebo horké vody;
- výroba vysokotlaké páry pro technologii nebo pro pohon parní turbíny.

Základní příklad kogeneračního zapojení spalovacích turbín jsou patrné na obr. Kotle na odpadní teplo mohou být teplovodní, horkovodní nebo parní.

Obrázek č.9

Princip kogeneračního zapojení spalovací turbíny (Zdroj [2])



4.4.2 Výhody a nevýhody spalovacích turbín v kogeneraci, aplikace

Výhody

- vysoká spolehlivost dovolující dlouhý provoz bez nutnosti provozních odstávek;
- dostupnost vysokopotenciálního tepla, dovolujícího dodávku tepla ve všech požadovaných formách;
- rychlé najíždění a změna výkonu;
- možnost každodenního odstavování;
- při daném výkonu malá hmotnost a rozměry;
- malá spotřeba vody;
- nízké měrné investiční náklady;
- kompaktnost provedení a malé požadavky na zastavěnou plochu a obestavěný prostor;

- krátká doby výstavby zařízení;
- dobrá možnost automatizace provozu vedoucí až k bezobslužnému provozu;
- malé požadavky na chladicí nebo přídavnou vodu.

Nevýhody

- vyžaduje relativně kvalitní a čisté palivo (nejlépe zemní plyn nebo lehká kapalná paliva);
- v případě spalování plynu je požadován jeho vysoký tlak nebo výstavba zvláštní plynové kompresorové stanice;
- vysoká hluková hladina, zejména zvuku o vysokém kmitočtu;
- horší účinnost při nízkých zatíženích a vyšších teplotách okolí;
- nižší účinnost ve srovnání se spalovacími motory;
- při malých jednotkových výkonech nižší účinnost a větší měrné investiční náklady.

Aplikace

Možnost volby média, na kterém je odváděno teplo ze spalínového kotle je z hlediska jeho využitelnosti dle požadavků spotřeby hlavní výhodou KJ se spalovacími turbínami (možná dodávka celého tepelného výkonu v páře) proti KJ se spalovacími motory (dodávka tepla v teplé nebo horké vodě, ve výjimečných případech dodávka jen části tepelného výkonu v páře).

Spalovací turbíny však na rozdíl od spalovacích motorů vyžadují dodávku tlakového plynu, v případech, že v místě instalace není k dispozici patřičný tlak je nutno instalovat posilovací kompresor, který celou instalaci zdražuje a svým el. příkonem snižuje efekt kog. jednotky. Požadavek na dodávku tlakového plynu dokonce v některých případech znemožňuje instalaci KJ v důsledku zákazu dopravy tlakového plynu v dané lokalitě z bezpečnostních důvodů (např. chemické provozy s nebezpečím výbuchu).

Vzhledem k podstatně vyšší složitosti, vyšší měrné cenové náročnosti a nižší elektrické účinnosti (především u menších jednotek) je možno instalaci KJ se spalovací turbínou uvažovat pouze do větších průmyslových nebo komunálních zdrojů (s instalovaným tepelným výkonem řádově desítky MW) s požadavkem na dodávku páry.

4.5 Kogenerace se spalovacími motory

Spalovací motory pro KJ jsou pístové motory s vnitřním spalováním, odvozené od klasických mobilních spalovacích motorů. Ty se podle způsobu zapálení směsi vzduchu a paliva ve válci rozdělují do dvou skupin:

- vznětové motory;
- zážehové motory.

U vznětových motorů dochází k zapálení paliva ve válci samovznícením při vstřiku do horkého stlačeného vzduchu. Účinnost těchto motorů na hřídeli je v rozpětí 35 % až 45 % a jejich jednotkový výkon může dosáhnout až 25 MW. Moderní vznětové motory mají vysoký kompresní poměr a používají zpožděné zapalování a hoření, aby dosáhly snížení emisí NO_x , přičemž zůstává zachován vysoký výkon a účinnost.

Zážehové motory se vyznačují zapalováním směsi paliv a vzduchu elektrickou jiskrou. Mají spojkovou účinnost nižší než je účinnost vznětových motorů a to mezi 27 a 43 %.

Provozem spalovacích motorů vznikají nevyvážené síly a tyto motory proto potřebují speciálně navržené uložení na základ absorbující vzniklé vibrace. Problémem je také hluk, zejména nízkofrekvenční složky, které mají nepříjemný dopad na lidský sluch. Motory je proto nutné vybavit kvalitní hlukovou izolací.

Spalovací motory obsahují mnoho součástí s posuvným pohybem v oblasti vysokých teplot. Mazání jejich třecích ploch je obtížné, proto se tyto součásti opotřebovávají mnohem více, než u čistě rotačních strojů. Důsledkem jsou vyšší požadavky na údržbu a častější odstavování z provozu. Menší frekvenci údržby vyžadují stroje pracující při nižších otáčkách.

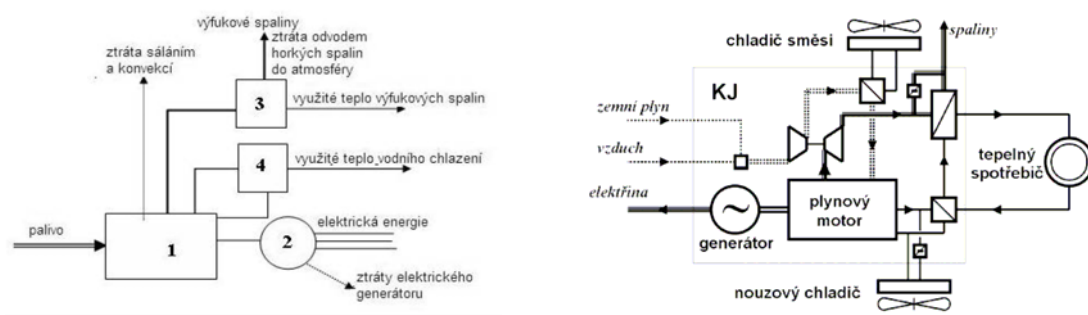
4.5.1 Kogenerační způsoby zapojení spalovacích motorů

Spalovací motor je tepelný stroj velmi vhodný k teplárenskému využití. Motor pohánějící elektrický generátor produkuje současně odpadní teplo. Jedná se o teplo chlazení motoru (blok válců a hlava motoru), chlazení mazacího oleje a o teplo výfukových plynů. Chlazení oleje je prováděno pomocí vodního chladicího okruhu, z něhož je teplo odváděno topnou vodou. Ohřev této vody může být proveden nanejvýš

na teplotu kolem 80 °C. Využívá-li se ve zvláštním výměníku chladicí teplo bloku motoru a hlav válců, může výstupní teplota topné vody dosahovat i 100 až 110 °C, jestliže je primární okruh proveden jako tlakový. Vzhledem k tlakovým poměrům v primárním chladicím okruhu motoru je ovšem výhodnější, je-li požadováno ohřátí topné vody jen na 90 až 100 °C. Ve výměníku využívajícím tepla výfukových plynů, jejichž teplota je nejčastěji v rozmezí 400 až 540 °C, je možné ohřát tlakovou vodu na teploty vyšší než 110 °C (omezení je dáno tlakem v okruhu ohřívání vody) nebo vyrábět v něm páru. Principiální uspořádání KJ se spalovacím motorem a toky energií jsou nakresleny na obrázku č.10.

Obrázek č.10

Toky energií u kogenerační jednotky se spalovacím motorem v základním zapojení



Legenda 1 spalovací motor; 2 elektrický generátor; 3 výměník tepla spaliny/topná voda; 4 výměník tepla chladicí voda/topná voda

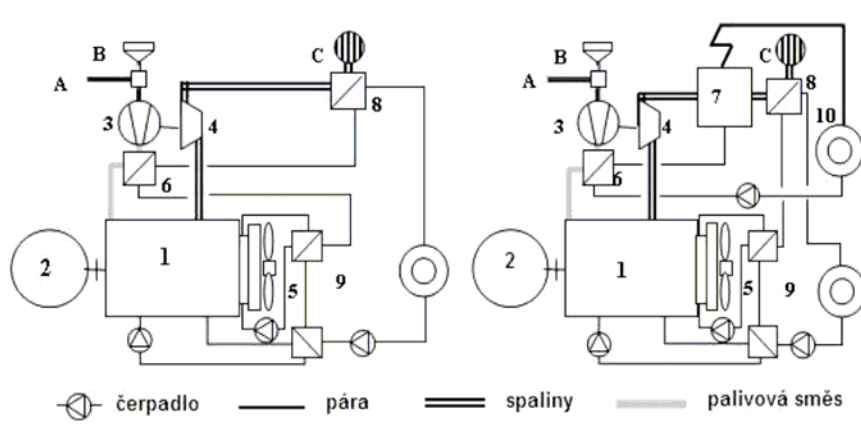
Jako tepelný zdroj mohou být spalovací plynové motory využity hlavně pro:

- ohřev sekundární otopné vody s nejobvyklejšími teplotami topné a vratné vody, tj. 90/70 °C;
- ohřev primární vody na teploty 110 až 130 °C;
- výrobu páry o nižším tlaku;
- kombinaci přímého sušení výfukovými spalinami a ohřev topné vody teplem chlazení motoru;
- chladicí zařízení.

Nejvýhodnějším využitím odpadního tepla je ohřev topné vody na teplotu kolem 90 °C. Výroba páry představuje jisté technické obtíže a může být efektivní jen za předpokladu současné potřeby tepla v páře a v teplé vodě. V takovém případě může být teplo chlazení oleje, bloku a hlav válců a chlazení vzduchu za turbodmychadlem použito pro ohřev topné vody nebo pro přehřev napájecí vody parních kotlů a teplo výfukových spalin pro výrobu páry. Tlak páry by neměl být příliš velký, aby se mohlo dosáhnout dostatečného vychlazení spalin. Výroba páry, zejména v případě menších kogeneračních jednotek, může být nejlépe uskutečněna tak, jak je nakresleno na obrázku č.11.

Obrázek č.11

Základní zapojení spalovacích motorů pro kogenerační účely



Legenda

1 spalovací motor; 2 elektrický generátor; 3 kompresor přeplňovacího turbodmychadla; 4 turbína turbodmychadla; 5 okruh chlazení oleje a bloku válců motoru s ohříváky topné vody; 6 chladič stlačeného vzduchu; 7 parní kotel; 8 spalinový ohřívák topné vody; 9 okruh topné vody; 10 spotřebiče páry

4.5.2 Aplikace

KJ se spalovacím motorem lze instalovat prakticky do jakéhokoliv stávajícího nebo rekonstruovaného průmyslového nebo komunálního zdroje tepla pokud je v dané lokalitě dostupný hořlavý plyn v dostatečném množství a požadavek na dodávku tepla v

teplé nebo horké vodě. Na rozdíl od tepla lze vyrobenou el. energii využít jak v subjektu, v kterém je umístěn zdroj tak ji lze dodávat do sítě.

4.6 Výměníky tepla v kogeneračních jednotkách

KJ může mít podle [2] až čtyři druhy výměníků tepla. Jsou to:

- výměník primárního okruhu;
- chladič oleje;
- spalínový výměník;
- chladič plnicí směsi.

Mimo to jsou často používány další vodou chlazené spalínové díly, například chlazené výfukové potrubí, chlazená skříň turbodmychadla apod. Tyto díly bývají součástí motoru nebo je výrobce kogenerační jednotky sám vyrábí.

Výměník primárního okruhu

Odvod tepla z chladicího okruhu každého spalovacího motoru je základní podmínkou jeho provozu. U KJ se pro odvod tepla z primárního okruhu používá výměník voda - voda, kterým se převádí teplo do vnějšího sekundárního okruhu k využití ve spotřebičích. Pro tento účel lze užít téměř jakýkoliv vhodně dimenzovaný výměník. Nejčastěji se používají výměníky deskové kvůli malým rozměrům a poměrně nízké ceně.

Chladič oleje

Použití chladiče oleje není nutnou podmínkou, je však doporučováno vzhledem k trvale vyšším provozním teplotám chladicí vody, a tedy i oleje. Použitím se prodlouží servisní lhůty pro výměnu oleje. Nejčastěji se používá chladič v trubkovém nebo lamelovém provedení, který bývá přímo součástí motoru. Zapojuje se do primárního okruhu před vstupem chladicí vody do motoru.

Spalínový výměník

Spalínový výměník odebírá teplo výfukovým plynům vystupujícím z motoru. Na spalínové straně se řadí za turbodmychadlo, na straně vody za výměník primárního

okruhu. Materiálem je konstrukční ocel, která je z hlediska životnosti výměníku dostatečná. Tím lze docílit výrazného snížení výrobních nákladů a ceny KJ.

Chladič plnicí směsi (tzv. mezichladič)

Stejně jako chladič oleje bývá i chladič plnicí směsi obvykle součástí motoru. Jeho úkolem je snížit teplotu plnicí směsi na úroveň vhodnou pro správné spalování v motoru. Získané teplo je však na nižší teplotní úrovni, proto je jeho využití problematické. Předává se do vody samostatného tzv. technologického okruhu a většinou se maří v externím chladiči. V určitých případech může být toto teplo využito pro predehřev topné vody nebo přípravu TV.

5. Výpočet spalovací turbíny

Zadané hodnoty pro výpočet		
Spotřeba topného plynu	0,0726	m ³ /s
Výhřevnost plynu	20559	kJ/ m ³ _N
Tlak plynu za plynojemem	5	kPa
Teplota plynu v rozvodu	15	°C
Tlak nasávaného vzduchu do kompresoru spalovací turbíny	0,1	MPa
Teplota nasávaného vzduchu	15	°C
Kompresní poměr	6,7	1
Teplota spalin před turbínou	1000	°C
Izoentropická účinnost kompresoru	0,85	1
Účinnost spalovací komory	0,95	1
Izoentropická účinnost turbíny	0,8	1
Mechanická účinnost turboagregátu	0,95	1
Účinnost generátoru	0,98	1
Izoentropická účinnost plynového kompresoru	0,9	1
Mechanická účinnost plynového kompresoru	0,96	1
Účinnost elektromotoru plynového kompresoru	0,96	1
Teoretické množství vzduchu	5,411	m ³ _N / m ³ _N
Teoretické množství spalin	6,367	m ³ _N / m ³ _N

Výpočet spalovací turbíny podle [5].

Výpočet

5.1 Vzduchový kompresor (VK)

Teplota na konci izotermické komprese

$$T_{2itVK} = T_{1VK} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} [K]$$
$$T_{2itVK} = T_{1K} \cdot \varepsilon_{VK}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = (15 + 273,15) \cdot 6,7^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 496,2 [K]$$
$$T_{2itVK} = 223,03 [^{\circ}C]$$
(5.1)

Entalpie nasávaného vzduchu před kompresorem

Entalpie vzduchu podle přílohy č.2.

$$i_{1VK} = 1,28957 \cdot t_{1VK} + 0,000114632 \cdot t_{1VK}^2$$
$$i_{1VK} = 1,28957 \cdot 15 + 0,000114632 \cdot 15^2$$
$$i_{1VK} = 19,37 [kJ \cdot kg^{-1}]$$
(5.2)

Entalpie vzduchu za kompresorem

$$i_{2itVK} = 1,28957 \cdot t_{1VK} + 0,000114632 \cdot t_{1VK}^2$$
$$i_{2itVK} = 1,28957 \cdot 223,03 + 0,000114632 \cdot 223,03^2$$
$$i_{2itVK} = 293,27 [kJ \cdot kg^{-1}]$$
(5.3)

Termodynamická účinnost (izoentropická) vzduchového kompresoru

$$\eta_{ieVK} = \frac{i_{2itVK} - i_1}{i_{2VK} - i_1} \Rightarrow i_{2VK}'$$
$$i_{2VK}' = \frac{i_{2itVK} - i_1 + i_1 \cdot \eta_{ieVK}}{\eta_{ieVK}}$$
$$i_{2VK}' = \frac{293,27 - 19,37 + 19,37 \cdot 0,85}{0,85}$$
$$i_{2VK}' = 341,65 [kJ \cdot kg^{-1}]$$
(5.4)

Skutečná teplota za kompresorem

$$\begin{aligned}i'_{2VK} &= 1,28957 \cdot t_{2VK} + 0,000114632 \cdot t_{2VK}^2 \\0,000114632 \cdot t_{2VK}^2 + 1,28957 \cdot t_{2VK} - i'_{2VK} &= 0 \\0,000114632 \cdot t_{2VK}^2 + 1,28957 \cdot t_{2VK} - 341,65 &= 0\end{aligned}\tag{5.5}$$

$$i_{2K} = a \cdot t + b \cdot t^2 \Rightarrow t = \frac{-a \pm \sqrt{(a^2 - 4 \cdot b \cdot (-i))}}{2 \cdot b}\tag{5.6}$$

$$t_{2VK} = \frac{-1,28957 \pm \sqrt{(1,28957^2 - 4 \cdot 1,14632 \cdot 10^{-4} \cdot (-341,65))}}{2 \cdot 1,14632 \cdot 10^{-4}} = 258,97 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Vnitřní měrná práce vzduchového kompresoru

$$\begin{aligned}a_{vnVK} &= i'_{2VK} - i_{1VK} \\a_{vnVK} &= 341,65 - 19,37 \\a_{vnVK} &= 322,28 \text{ [kJ} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}\end{aligned}\tag{5.7}$$

5.2 Plynový kompresor (PK)

Teplota na konci izotermické komprese

$$\begin{aligned}T_{2iPK} &= T_{1PK} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_{1PK} \cdot \varepsilon_{Pk}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = (15 + 273,15) \cdot \left(\frac{670000}{100000 + 5000}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 489,29 \text{ [K]} \\T_{2iPK} &= 216,14 \text{ [}^\circ\text{C]}\end{aligned}$$

Entalpie nasávaného plynu před kompresorem

Entalpii (koeficienty a,b) zjistím ze složení bioplynu

Koeficienty a,b pro danou složku zjištěny podle přílohy č.2.

Druh plynu	Zastoupení	Koeficient a	Koeficient b
CH ₄	0,573	1,55413	0,00114
CO ₂	0,357	1,73614	0,000413123
N ₂	0,055	1,28392	0,000108509
O ₂	0,014	1,32107	0,000141614

Koeficient a, b je dán sumou součinů zastoupení jednotlivého plynu a daným koeficientem pro tento plyn.

$$a = \sum_{i=1}^{i=n} a_i \cdot \Omega_i$$

$$a = 1,55413 \cdot 0,573 + 1,73614 \cdot 0,357 + 1,28392 \cdot 0,055 + 1,32107 \cdot 0,014 = 1,60296$$

$$b = \sum_{i=1}^{i=n} b_i \cdot \Omega_i$$

$$b = 11,4 \cdot 10^{-4} \cdot 0,573 + 4,13123 \cdot 10^{-4} \cdot 0,357 + 1,0851 \cdot 10^{-4} \cdot 0,055 + 1,41614 \cdot 10^{-4} \cdot 0,014$$

$$b = 8,09 \cdot 10^{-4}$$

$$\boxed{i_{BIOPLYN} = 1,60296 \cdot t + 0,000809 \cdot t^2} \quad (5.8)$$

Entalpie nasávaného plynu tedy je:

$$i_{1PK} = 1,60296 \cdot t_{1PK} + 0,000809 \cdot t_{1PK}^2$$

$$i_{1PK} = 1,60296 \cdot 15 + 0,000809 \cdot 15^2 \quad (5.9)$$

$$i_{1PK} = 24,23 \left[kJ \cdot kg^{-1} \right]$$

Entalpie plynu za kompresorem

$$i_{2itPK} = 1,60296 \cdot t_{2PK} + 0,000809 \cdot t_{2PK}^2$$

$$i_{2itPK} = 1,60296 \cdot 216,58 + 0,000809 \cdot 216,58^2 \quad (5.10)$$

$$i_{2itPK} = 384,26 \left[kJ \cdot kg^{-1} \right]$$

Termodynamická účinnost (izoentropická) plynového kompresoru

$$\begin{aligned}\eta_{iePK} &= \frac{i_{2itPK} - i_{1PK}}{i_{2PK} - i_{1PK}} \Rightarrow i'_{2PK} \\ i'_{2PK} &= \frac{i_{2itPK} - i_{1PK} + i_{1PK} \cdot \eta_{iePK}}{\eta_{iePK}} \\ i'_{2PK} &= \frac{384,26 - 24,23 + 24,23 \cdot 0,9}{0,9} \\ i'_{2PK} &= 424,26 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}\end{aligned}\tag{5.11}$$

Skutečná teplota za kompresorem

$$\begin{aligned}i'_{2PK} &= 1,60296 \cdot t_{2PK} + 0,000809 \cdot t_{2PK}^2 \\ 0,000809 \cdot t_{2PK}^2 + 1,60296 \cdot t_{2PK} - i'_{2PK} &= 0 \\ 0,000809 \cdot t_{2PK}^2 + 1,60296 \cdot t_{2PK} - 424,26 &= 0\end{aligned}\tag{5.12}$$

$$\begin{aligned}i_{2PK} = a \cdot t + b \cdot t^2 \Rightarrow t &= \frac{-a \pm \sqrt{(a^2 - 4 \cdot b \cdot (-i))}}{2 \cdot b} \\ t_{2PK} &= \frac{-1,60296 \pm \sqrt{(1,60296^2 - 4 \cdot 8,09 \cdot 10^{-4} \cdot (-424,26))}}{2 \cdot 8,09 \cdot 10^{-4}} = 236,46 \text{ [}^\circ\text{C]}\end{aligned}\tag{5.13}$$

Vnitřní měrná práce plynového kompresoru

$$\begin{aligned}a_{vnPK} &= i'_{2PK} - i_{1PK} \\ a_{vnPK} &= 424,26 - 24,23 \\ a_{vnPK} &= 400,03 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}\end{aligned}\tag{5.14}$$

5.3 Spalovací komora (SK)

Entalpie spalin za spalovací komorou

Tato entalpie je stejná jako na vstupu do spalovací turbíny (ST). Pro první přiblížení (1.iteraci) výpočtu entalpie a přebytku vzduchu počítám s entalpií pro vzduch.

$$\begin{aligned}
i_{1ST} &= 1,28957 \cdot t_{1ST} + 0,000114632 \cdot t_{1ST}^2 \\
i_{1ST} &= 1,28957 \cdot 1000 + 0,000114632 \cdot 1000^2 \\
i_{1ST} &= 1404,17 \left[kJ \cdot kg^{-1} \right]
\end{aligned} \tag{5.15}$$

Rovnice pro výpočet přebytku vzduchu:

$$n = \frac{\dot{i}_{2PK} + Q_i \cdot \eta_{SK} - V_{sp-min} \cdot i_{1ST} + V_{vzd-min} \cdot i_{1ST}}{V_{vzd-min} \cdot (i_{1ST} - \dot{i}_{2VK})} \tag{5.16}$$

Přbytek vzduchu, který vyšel po dosazení do rovnice pro výpočet přebytku vzduchu, je 3,3. Určil jsem si složení spalín pro tento přbytek a získal jsem koeficienty a,b pro výpočet entalpie spalín. Tuto nově vypočítanou entalpii jsem znovu dosadil do rovnice (5.16) a získal konečný přbytek vzduchu, se kterým počítám dále.

Výpočet přebytku vzduchu (2. iterace)

$$\begin{aligned}
n &= \frac{\dot{i}_{2PK} + Q_i \cdot \eta_{SK} - V_{sp-min} \cdot i_{1ST} + V_{vzd-min} \cdot i_{1ST}}{V_{vzd-min} \cdot (i_{1ST} - \dot{i}_{2VK})} \\
n &= \frac{424,26 + 20559 \cdot 0,95 - 6,367 \cdot 1459,06 + 5,411 \cdot 1459,06}{5,411 \cdot (1459,06 - 341,65)} \\
n &= 3,13
\end{aligned}$$

Pro tento přbytek vzduchu (n=3,13) si určím složení spalín. Z tohoto složení pak určím koeficienty a,b a následně entalpii spalín.

Spaliny

- složení spalín pro přbytek vzduchu **n = 1** jsem vypočítal v části 3.9.
- ve spalínách se objeví oxid uhličitý, vodní pára a dusík

$$V_{CO_2} = 0,929 \left[m^3 \cdot m_N^{-3} \right]$$

$$V_{H_2O} = 1,108 \left[m^3 \cdot m_N^{-3} \right]$$

$$V_{N_2} = 4,330 \left[m^3 \cdot m_N^{-3} \right]$$

$$V_{SP} = 6,367 \left[m^3 \cdot m_N^{-3} \right]$$

- pro přebytek vzduchu $n = 3,13$

- ve spalínách se navíc objeví kyslík a změní se množství dusíku

$$V_{O_2} = 0,21(n-1)V_{vzd-\min} = 0,21(3,13-1)5,411 = 2,42 \text{ [m}^3 \cdot \text{m}_N^{-3}\text{]}$$

$$V_{N_2} = \omega_{N_2} + 0,79(n-1)V_{vzd-\min} = 4,33 + 0,79(3,13-1)5,411 = 13,44 \text{ [m}^3 \cdot \text{m}_N^{-3}\text{]}$$

$$V_{SP} = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{O_2} = 0,929 + 1,108 + 13,44 + 2,42 = 17,896 \text{ [m}^3 \cdot \text{m}_N^{-3}\text{]}$$

Složení spalín

- pro přebytek vzduchu $n = 3,13$

$$\Omega_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{SP}} = \frac{0,929}{17,896} = 0,0519$$

$$\Omega_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{SP}} = \frac{1,108}{17,896} = 0,0619$$

$$\Omega_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{SP}} = \frac{13,44}{17,896} = 0,751$$

$$\Omega_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{SP}} = \frac{2,42}{17,896} = 0,1352$$

Entalpie spalín za spalovací komorou

Entalpii (koeficienty a,b) zjistím ze složení spalín

Druh plynu	Zastoupení	Koeficient a	Koeficient b
N ₂	0,751	1,28392	0,000108509
O ₂	0,1352	1,32107	0,000141614
H ₂ O	0,0619	1,47301	0,000250404
CO ₂	0,0519	1,73614	0,000413123

Koeficienty a,b pro danou složku zjištěny podle přílohy č.2.

Koeficient a, b je dán sumou součinů zastoupení jednotlivého plynu a daným koeficientem pro tento plyn.

$$a = \sum_{i=1}^{i=n} a_i \cdot \Omega_i$$

$$a = 1,28392 \cdot 0,751 + 1,32107 \cdot 0,1352 + 1,47301 \cdot 0,0619 + 1,73614 \cdot 0,0519 = 1,32412$$

$$b = \sum_{i=1}^{i=n} b_i \cdot \Omega_i$$

$$b = 1,08509 \cdot 10^{-4} \cdot 0,751 + 1,41614 \cdot 10^{-4} \cdot 0,1352 + 2,50404 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0619 +$$

$$+ 4,13123 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0519$$

$$b = 1,365 \cdot 10^{-4}$$

$$\boxed{i_{SPALIN} = 1,32412 \cdot t + 0,0001365 \cdot t^2} \quad (5.17)$$

Pro teplotu 1000 °C je entalpie na vstupu do spalovací turbíny (za spalovací komorou):

$$i_{1ST} = 1,32412 \cdot t_1 + 0,0001365 \cdot t_1^2$$

$$i_{1ST} = 1,32412 \cdot 1000 + 0,0001365 \cdot 1000^2 \quad (5.18)$$

$$i_{1ST} = 1460 \left[kJ \cdot kg^{-1} \right]$$

Vypočítal jsem přebytek vzduchu $n=3,13$ a určil jsem entalpii spalin na výstupu ze spalovací komory. $i_{1ST} = 1460 \left[kJ \cdot kg^{-1} \right]$

Izotermická teplota za spalovací turbínou

$$T_{2itST} = \frac{1000 + 273,15}{6,7^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 739,36 [K] \quad \Rightarrow = 466,21 [^{\circ}C] \quad (5.19)$$

Termodynamická účinnost turbíny

$$\eta_{td-vnST} = 0,8$$

$$i_{2itST} = 1,32412 \cdot t_{2itST} + 0,0001365 \cdot t_{2itST}^2$$

$$i_{2itST} = 1,32412 \cdot 466,21 + 0,0001365 \cdot 466,21^2 \quad (5.20)$$

$$i_{2itST} = 646,99 \left[kJ \cdot kg^{-1} \right]$$

$$\eta_{td-vnST} = \frac{i_{1ST} - i'_{2ST}}{i_{1ST} - i_{2iST}} \Rightarrow i'_{2ST}$$

$$i'_{2ST} = i_{1ST} - \eta_{td-vnST} \cdot (i_{1ST} - i_{2iST}) \quad (5.21)$$

$$i'_{2ST} = 1460 - 0,8 \cdot (1460 - 646,99)$$

$$i'_{2ST} = 809,6 \left[kJ \cdot kg^{-1} \right]$$

Skutečná teplota za spalovací turbínou

$$i'_{2ST} = 1,32412 \cdot t_{2ST} + 0,0001365 \cdot t_{2ST}^2$$

$$0,0001365 \cdot t_{2ST}^2 + 1,32412 \cdot t_{2ST} - i'_{2ST} = 0 \quad (5.22)$$

$$0,0001365 \cdot t_{2ST}^2 + 1,32412 \cdot t_{2ST} - 809,6 = 0$$

$$i_{2ST} = a \cdot t + b \cdot t^2 \Rightarrow t = \frac{-a \pm \sqrt{(a^2 - 4 \cdot b \cdot (-i))}}{2 \cdot b} \quad (5.23)$$

$$t_{2ST} = \frac{-1,32412 \pm \sqrt{(1,32412^2 - 4 \cdot 1,365 \cdot 10^{-4} \cdot (-809,6))}}{2 \cdot 1,365 \cdot 10^{-4}} = 577,1 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Měrná vnitřní práce spalovací turbíny je pak

$$a_{vnST} = i_{1ST} - i'_{2ST}$$

$$a_{vnST} = 1460 - 809,6 \quad (5.24)$$

$$a_{vnST} = 650,4 \left[kJ \cdot m^{-3} \right]$$

5.4 Výpočty výkonů spalovací turbíny

Celkové množství spalovacího vzduchu stlačeného kompresorem je

$$V_{vzd} = V_{pl} \cdot n \cdot V_{vzd-min}$$

$$V_{vzd} = 0,0726 \cdot 3,13 \cdot 5,411 \quad (5.25)$$

$$V_{vzd} = 1,2296 \left[m^3 \cdot s^{-1} \right]$$

Vnitřní příkon vzduchového kompresoru

$$\begin{aligned}P_{vnVK} &= V_{vzd} \cdot a_{vnVK} \\P_{vnVK} &= 1,2296 \cdot 322,28 \\P_{vnVK} &= 396,28 [kW]\end{aligned}\tag{5.26}$$

Celkové množství spalin, které expandují ve spalovací turbíně je

$$\begin{aligned}V_{sp} &= [V_{sp-\min} + (n-1) \cdot V_{vzd-\min}] \cdot V_{pl} \\V_{sp} &= [6,367 + (3,13-1) \cdot 5,411] \cdot 0,0726 \\V_{sp} &= 1,299 [m^3 \cdot s^{-1}]\end{aligned}\tag{5.27}$$

Vnitřní výkon spalovací turbíny

$$\begin{aligned}P_{vnST} &= V_{sp} \cdot a_{vnST} \\P_{vnST} &= 1,299 \cdot 650,4 \\P_{vnST} &= 844,87 [kW]\end{aligned}\tag{5.28}$$

Výkon elektrického generátoru při zvolené mechanické účinnosti agregátu η_m a účinnosti generátoru η_g

$$\begin{aligned}P_g &= (P_{vnST} - P_{vnK}) \cdot \eta_m \cdot \eta_g \\P_g &= (844,87 - 396,28) \cdot 0,95 \cdot 0,98 \\P_g &= 417,64 [kW]\end{aligned}\tag{5.29}$$

Jde vidět, že příkon vzduchového kompresoru tvoří přibližně 400 kW z 850 kW výkonu spalovací turbíny. Tento příkon nám snižuje čistý elektrický výkon, elektrickou účinnost.

Příkon plynového kompresoru

příkon elektromotoru

$$\begin{aligned}P_{elPK} &= V_{pl} \cdot a_{vnPK} \cdot \frac{1}{\eta_{izPK} \cdot \eta_{el}} \\P_{elPK} &= 0,0726 \cdot 400,03 \cdot \frac{1}{0,96 \cdot 0,96} \\P_{elPK} &= 31,51 [kW]\end{aligned}\tag{5.30}$$

Čistý elektrický výkon dodaný do sítě bude

$$\begin{aligned}P_e &= P_g - P_{el} \\P_e &= 417,64 - 31,51 \\P_e &= 386,13 [kW]\end{aligned}\tag{5.31}$$

Účinnost celého agregátu

$$\begin{aligned}\eta &= \frac{P_e}{V_{pl} \cdot Q_i} \\ \eta &= \frac{386,13}{0,0726 \cdot 20559} \\ \eta &= 0,259\end{aligned}\tag{5.32}$$

5.5 Výměník tepla spaliny-voda

Tepelný příkon výměníku ve spalínách ze spalovací turbíny je

$$\begin{aligned}P_V &= V_{pl} \cdot [V_{sp-\min} + (n-1) \cdot V_{vzd-\min}] \cdot i'_{2,ST} \\P_V &= 0,0726 \cdot [6,367 + (3,13 - 1) \cdot 5,411] \cdot 809,6 \\P_V &= 1051,66 [kW]\end{aligned}\tag{5.33}$$

Entalpie spalin za výměníkem spaliny-voda

Tato entalpie je daná teplotou na výstupu z výměníku spaliny-voda. Teplotu spalin za výměníkem spaliny-voda jsem zvolil 150 °C.

$$\begin{aligned}i_3 &= 1,32412 \cdot t_3 + 0,0001365 \cdot t_3^2 \\i_3 &= 1,32412 \cdot 150 + 0,0001365 \cdot 150^2 \\i_3 &= 201,69 \left[kJ \cdot kg^{-1} \right]\end{aligned}\tag{5.34}$$

Tepelný výkon v odcházejících spalinách z výměníku při teplotě spalin za výměníkem t_3 je

$$\begin{aligned}P_3 &= V_{pl} \cdot \left[V_{sp-\min} + (n-1) \cdot V_{vzd-\min} \right] \cdot i_3 \\P_3 &= 0,0726 \cdot \left[6,367 + (3,13-1) \cdot 5,411 \right] \cdot 201,69 \\P_3 &= 261,99 \left[kW \right]\end{aligned}\tag{5.35}$$

Tepelný výkon výměníku pak bude

Počítám s účinností výměníku spaliny-voda 0,95.

$$\begin{aligned}P_t &= (P_v - P_3) \cdot 0,95 \\P_t &= (1051,66 - 261,99) \cdot 0,95 \\P_t &= 751 \left[kW \right]\end{aligned}\tag{5.36}$$

Účinnost využití tepelného příkonu do výměníku spaliny-voda

$$\begin{aligned}\eta_k &= \frac{P_t}{P_v} \\ \eta_k &= \frac{751}{1051,66} \\ \eta_k &= 0,714\end{aligned}\tag{5.37}$$

Jako ekonomické ukazatele využití energie se běžně určují:

a) **celková účinnost KVET** (kombinované výroby elektrické energie a tepla)

$$\eta_c = \frac{P_e + P_t}{V_{pl} \cdot Q_i}$$

$$\eta_c = \frac{386,13 + 751}{0,0726 \cdot 20559} \quad (5.38)$$

$$\eta_c = 0,762$$

b) **modul teplotní výroby**

$$e = \frac{P_e}{P_t}$$

$$e = \frac{386,13}{751} \quad (5.39)$$

$$e = 0,514$$

5.6 Vypočtené hodnoty

Teplota na konci izotermické komprese	223,03	°C
Entalpie nasávaného vzduchu před kompresorem	19,37	kJ/kg
Entalpie vzduchu za kompresorem	293,27	kJ/kg
Skutečná teplota za kompresorem	258,97	°C
Vnitřní měrná práce vzduchového kompresoru	322,28	kJ/ m ³
PLYNOVÝ KOMPRESOR		
Teplota na konci izotermické komprese	216,14	°C
Entalpie nasávaného plynu před kompresorem	21,23	kJ/ m ³
Entalpie plynu za kompresorem	384,26	kJ/kg
Skutečná teplota za plynovým kompresorem	236,46	°C
Vnitřní měrná práce plynového kompresoru	400,03	kJ/ m ³
SPALOVACÍ KOMORA		
Entalpie spalín za spalovací komorou	1460	kJ/kg
Přebytek vzduchu	3,13	l
SPALOVACÍ TURBÍNA		
Teplota za spalovací turbínou	577,1	°C
Měrná vnitřní práce spalovací turbíny	650,4	kJ/ m ³
Celkové množství spalovacího vzduchu stlačeného kompresorem	1,2296	m ³ /s
Vnitřní příkon vzduchového kompresoru	396,28	kW

Celkové množství spalin	1,299	m ³ /s
Vnitřní výkon spalovací turbíny	844,87	kW
Výkon elektrického generátoru	417,64	kW
Příkon plynového kompresoru	31,51	kW
Čistý elektrický výkon	386,13	kW
Účinnost celého agregátu	0,259	1
SPALINOVÝ VÝMĚNÍK		
Tepelný příkon výměníku	1051,66	kW
Entalpie spalin	201,69	kJ/kg
Tepelný výkon ve spalinách	261,99	kW
Tepelný výkon výměníku	751	kW
Účinnost spalínového výměníku	0,714	1
EKONOMIKA		
Celková účinnost KJET	0,762	1
Modul teplotěnské výroby	0,514	1

6. Návrh kogeneračních jednotek

6.1 Kogenerační jednotka se spalovací turbínou

Z výpočtu spalovací turbíny vyšel čistý elektrický výkon $P_e=386$ kW. KJ se spalovací turbínou by tedy měla mít podobný elektrický výkon.

Tomuto výkonu vyhovuje jednotka **EBARA PW-4E** s elektrickým výkon 420 kW_e. Také by se dalo uvažovat o zařazení dvou mikroturbín výrobce CAPSTONE CR 200 o výkonu 2x200 kW_e. Informace podle [8].

6.2 Kogenerační jednotka se spalovacím motorem

Elektrický výkon KJ se spalovacím motorem

Denní produkce bioplynu 6272 m³.

Výhřevnost bioplynu 20559 kJ.m⁻³.

Obsah metanu 57,3 %.

Uvažovaná účinnost výroby elektrické energie 33%.

Potom elektrický výkon KJ se spalovacím motorem bude:

$$P_{el} = \frac{m_{plynu}}{24} \cdot Q_i \cdot 0,33 \cdot \frac{1}{3600} [kW] \quad (6.1)$$
$$P_{el} = \frac{6272}{24} \cdot 20559 \cdot 0,33 \cdot \frac{1}{3600} = 493 [kW]$$

Vybral jsem dvě možné KJ se spalovacím motorem podle [7] a [11].

MOTORGAS 520 s motorem WAUKESHA a elektrickým výkonem 520 kW_e.

TEDOM QUANTO D580. Elektrický výkon 537 kW_e.

Pozn.) Nesoulad s výkony KJ je způsoben tím, že u KJ se spalovací turbínou musím počítat s vysokým stlačením vzduchu a tím i vysokým příkonem vzduchového kompresoru.

6.3 Použití bioplynu pro pohon dopravních prostředků

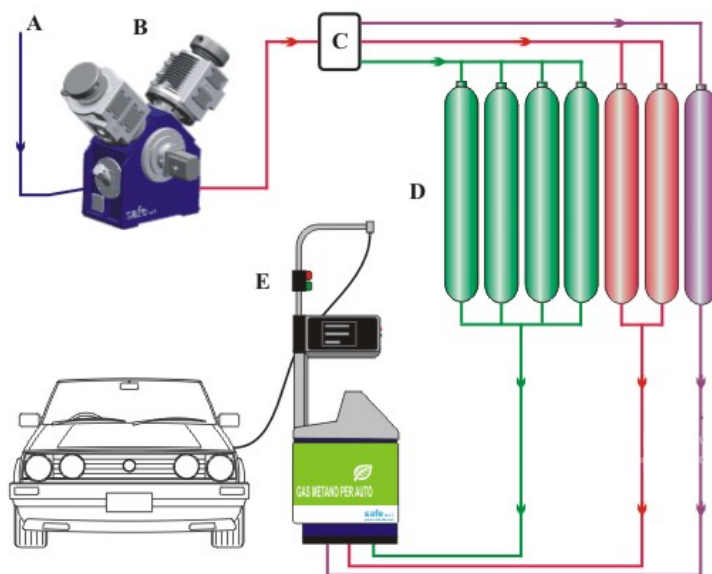
Bioplyn, který se vyrobí v BPS lze také použít pro pohon automobilů. V této části se zabývám porovnáním bioplynu s motorovou naftou. Počítám náklady na palivo a návratnost investice.

Plnicí stanice bioplynu

Z přívodu bioplynu odebírá kompresor bioplyn a po sušení (bioplyn musí být zbaven kondenzátu a případných nečistot) stlačuje bioplyn v několika kompresních stupních na tlak 25 až 30 MPa. Bioplyn je uskladněn v tlakovém zásobníku, který je rozdělen do tří dílčích sekcí (vysoko-, středo- a nízkotlaké). Pomocí hadice na výdejním stojanu, která se připojí rychloupínacím systémem na plnicí ventil vozidla, přepouštíme stlačený bioplyn do tlakových nádob ve vozidle. Výdejní stojany jsou vybaveny měřením průtoku, teploty a tlaku plynu a pomocí elektronického řízení zajišťují plnění tlakových nádob ve vozidle na provozní tlak 20 až 22 MPa.

Obrázek č.12

Schéma plnicí stanice



A Plynovodní přípojka B Kompresor C Rozdělovač zásobních nádrží D Tlakové nádoby
E Výdejní stojan

Porovnání energetického obsahu

Motorová nafta má výhřevnost $Q_{i_{NAFTA}} = 40000 \text{ kJ} \cdot \text{l}^{-1}$

Bioplyn má výhřevnost $Q_{i_{BIOPLYN}} = 20559 \text{ kJ} \cdot \text{m}^3$, to je 5,711 kWh.m⁻³.

Podělením výhřevností $\frac{Q_{i_{NAFTA}}}{Q_{i_{BIOPLYN}}} = \frac{40000}{20000}$ zjistím, že 1 litru nafty odpovídá 1,95 m³

bioplynu.

Porovnání nákladů na palivo

Uvažuji, že bioplynem budu pohánět jeden traktor, který spotřebuje 35 litrů nafty/100 km. Spotřeba bioplynu je 1,95 větší než s naftou, tedy 68,3 m³ bioplynu/100km.

Cena za palivo

Je daná spotřebou vynásobenou cenou paliva.

• Náklady na palivo na 100 km

Nafta: $35 \cdot 25 = 875 \text{ Kč/100 km}$.

Cena bioplynu:

Průměrná cena zemního plynu ve výši 1500 Kč/MWh (podle [10]) s tím, že cena za práci odpadních plynů (v mém případě bioplyn) bude činit 60 % vzhledem k tarifům ZP (vztaženou na 1 kWh).

$$\text{Bioplyn} = 0,6 \cdot 1,5 = 0,9 \text{ Kč/kWh} \quad \text{Cena BP} = \text{BP} \cdot Q_i = 0,9 \cdot 5,711 = 5,14 \text{ Kč/m}^3$$

Bioplyn: $68,3 \cdot 5,14 = 351 \text{ Kč/100 km}$.

• Náklady na palivo na 1 km

$$\text{Nafta: } \frac{875}{100} = 8,75 \text{ Kč/km.}$$

$$\text{Bioplyn: } \frac{351}{100} = 3,51 \text{ Kč/km.}$$

• Úspora nákladů na 1 km při pohonu na bioplyn

Je dána rozdílem ceny na 1 km za naftu a bioplyn: $8,75 - 3,51 = 5,24 \text{ Kč/km}$.

Návratnost investice

Investice do přestavby vozidla (úprava motoru, lahve na stlačený bioplyn) na využití bioplynu 100 000 Kč.

Investice do plnicí stanice bioplynu (kompresor a další zařízení) 200 000 Kč.
Celkovou investici tedy uvažuji 300 000 Kč.

Když tuto investici podělím úsporou nákladů na 1 km jízdy, vyjde mi, po kolika kilometrech se investice vrátí. $\frac{300000}{5,24} = 57250 \text{ km}$.

Pozn.) Počet kilometrů ovšem bude vyšší, protože při výpočtu návratnosti nepočítám s tím, že bioplyn vyrobený v BPS nevyužiji pro výrobu elektřiny (zmenší se elektrický výkon KJ). Také musím dodat elektrickou energii pro pohon kompresoru, který stlačuje bioplyn na vysoký tlak.

Zhodnocení

Z předešlých výpočtů jde vidět, že pohon bioplynem se vyplatí až při vyšším počtu dopravních prostředků. Návratnost investice vychází výhodně hlavně z toho důvodu, že počítám s traktorem, který má vysokou spotřebu (35 l nafty/100 km).

Z tohoto důvodu jsem provedl ještě výpočet pro osobní automobil s naftovým motorem a průměrnou spotřebou 6 l nafty/100 km. Spotřeba nafty odpovídá 11,7 m³ bioplynu/100 km. Úspora nákladů činí 0,9 Kč/km. Investice do přestavby vozidla 100 000 Kč a investice do plnicí stanice 150 000 Kč. Návratnost investice je až po ujetí 280 000 km.

7. Návrh výměníku spaliny-voda

Výpočet proběhl hlavně podle [3], [4], [5].

7.1 Tepelně- technické výpočty

Průběh teplot ve výměníku

Teplota spalin

Vstup: $t_{sp_1} = 577 \text{ }^{\circ}\text{C}$...vstupní teplota spalin [$^{\circ}\text{C}$].

Výstup: $t_{sp_2} = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$...výstupní teplota spalin [$^{\circ}\text{C}$].

Teplota vody

Vstup: $t_{v_1} = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$...vstupní teplota vody [$^{\circ}\text{C}$].

Výstup: $t_{v_2} = 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$...výstupní teplota vody [$^{\circ}\text{C}$].

Střední logaritmický teplotní spád

Rozdíl teplot na pravé straně výměníku

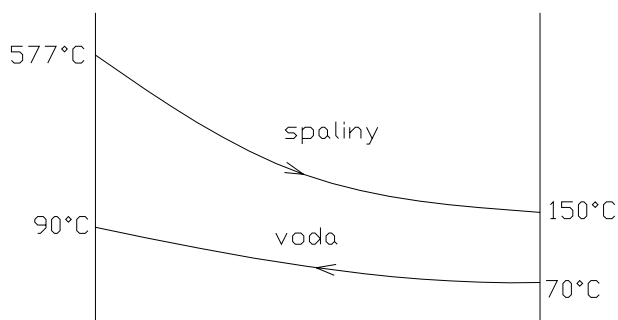
$$\begin{aligned}\Delta t_1 &= t_{sp_2} - t_{v_1} \\ \Delta t_1 &= 150 - 70 \\ \Delta t_1 &= 80 \text{ } [^{\circ}\text{C}]\end{aligned}\tag{7.1}$$

Rozdíl teplot na levé straně výměníku

$$\begin{aligned}\Delta t_2 &= t_{sp_1} - t_{v_2} \\ \Delta t_2 &= 577 - 90 \\ \Delta t_2 &= 487 \text{ } [^{\circ}\text{C}]\end{aligned}\tag{7.2}$$

Obrázek č.13

Průběh teplot ve výměníku



Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \text{ } [^{\circ}\text{C}]\tag{7.3}$$

$$\Delta t_{stř} = \frac{80 - 487}{\ln \frac{80}{487}}$$

$$\Delta t_{stř} = 225,3 \text{ } [^{\circ}\text{C}]$$

Střední teplota vody

$$t_{v_{stř}} = \frac{t_{v_1} + t_{v_2}}{2} \text{ } [^{\circ}\text{C}] \quad (7.4)$$

kde $t_{v_{stř}}$...střední teplota vody ve výměníku spaliny-voda [$^{\circ}\text{C}$].

$$t_{v_{stř}} = \frac{70 + 90}{2}$$

$$t_{v_{stř}} = 80 \text{ } [^{\circ}\text{C}]$$

Volba rozměrů vnitřních trubek

Volím potrubí DN 32, PN 40

$d = d_{\text{vnitřní}} = 0,033 \text{ m}$...vnitřní průměr trubek

$D = d_{\text{vnější}} = 0,038 \text{ m}$...vnější průměr trubek

Podle ČSN 13 1020 potrubí:

Jmenovitý průměr	32	mm
Vnější průměr	38	mm
Vnitřní průměr	33	mm
Jmenovitý tlak	4	MPa

Množství vody v topném okruhu

$$P = m_v \cdot c_{p_v} \cdot (t_{v_2} - t_{v_1}) \quad (7.5)$$

$$\dot{m}_v = \frac{P}{c_{p_v} \cdot (t_{v_2} - t_{v_1})} \left[kg \cdot s^{-1} \right]$$

$$\dot{m}_v = \frac{751}{4,194 \cdot (90 - 70)}$$

$$\dot{m}_v = 8,953 \left[kg \cdot s^{-1} \right]$$

Průtok vody

$$V_p = \frac{\dot{m}_v}{\rho_v} \left[m^3 \cdot s^{-1} \right] \quad (7.6)$$

kde V_p ...průtok vody $[m^3 \cdot s^{-1}]$;

ρ_v ...hustota vody $[kg \cdot m^{-3}]$.

$$V_p = \frac{8,953}{971,8}$$

$$V_p = 9,213 \cdot 10^{-3} \left[m^3 \cdot s^{-1} \right]$$

Průtočná plocha trubek s vodou

$$S_p = \frac{V_p}{w_v} \left[m^2 \right] \quad (7.7)$$

kde V_p ...průtok vody $[m^3 \cdot s^{-1}]$;

w_v ...rychlost vody v trubkách výměníku volím 1 m/s.

$$S_p = \frac{9,213 \cdot 10^{-3}}{1}$$

$$S_p = 9,213 \cdot 10^{-3} \left[m^2 \right]$$

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně vody

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_v}{d} \cdot Re_v^{0,8} \cdot Pr_v^{0,4} \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l \left[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \right] \quad (7.8)$$

kde	α_1	...součinitel přestupu tepla na straně vody;
	λ_v	...součinitel tepelné vodivosti $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$;
	d	...vnitřní průměr trubek;
	Re	...Reynoldsovo číslo;
	Pr	...Prandtlovo číslo;
	C_b, C_d, C_l	...korekce na teplotu stěny, průměr potrubí a poměrnou délku.

Hodnoty pro další výpočet

V programu EES jsem si určil pro střední teplotu vody $t_{v_{stř}} = 80 \text{ °C}$ fyzikální vlastnosti vody:

$\rho_v = 971,8 \text{ } [kg \cdot m^{-3}]$...hustota vody;
$c_{p_v} = 4,194 \text{ } [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$...měrná tepelná kapacita vody;
$\eta_v = 35,45 \cdot 10^{-5} \text{ } [Pa \cdot s]$...dynamická viskozita vody;
$\lambda_v = 0,6562 \text{ } [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$...součinitel měrné tepelné vodivosti.

Reynoldsovo číslo

$$Re_v = \frac{w_s \cdot d \cdot \rho_v}{\eta_v} \text{ [1]} \quad (7.9)$$

$$Re_v = \frac{1 \cdot 0,033 \cdot 971,8}{35,45 \cdot 10^{-5}}$$

$$Re_v = 90464 \text{ [1]}$$

Prandtlovo číslo

$$Pr_v = \frac{\eta_v \cdot c_{p_v} \cdot 1000}{\lambda_v} \text{ [1]} \quad (7.10)$$

$$Pr_v = \frac{35,45 \cdot 10^{-5} \cdot 4,194 \cdot 1000}{0,6562}$$

$$Pr_v = 2,266 \quad [1]$$

Součinitel C_t – korekce na teplotu média a stěny

$$C_t = \left(\frac{\eta}{\eta_{st}} \right)^n = 1$$

Součinitel C_d – korekce na průměr potrubí (na tvar trubky)

- uvažuje se pouze u prstencových potrubí, jinak $C_d = 1$

Součinitel C_l – korekce na poměrnou délku

- korekční koeficient na poměrnou délku trubek C_l se uvažuje pouze v případě, že $\frac{l}{d} < 50$, jinak $C_l = 1$

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně vody podle vzorce (7.8)

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_v}{d} \cdot Re_v^{0,8} \cdot Pr_v^{0,4} \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{0,6562}{0,033} \cdot 90464^{0,8} \cdot 2,266^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_1 = 5855 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Střední teplota spalin

$$t_{sp_{stř}} = \frac{t_{sp_1} + t_{sp_2}}{2} \quad [^{\circ}C] \quad (7.11)$$

kde $t_{sp_{stř}}$...střední teplota spalin [$^{\circ}C$];

t_{sp1} ...teplota spalin na vstupu do výměníku spaliny-voda [$^{\circ}\text{C}$];

t_{sp2} ...teplota spalin na výstupu z výměníku spaliny-voda [$^{\circ}\text{C}$].

$$t_{sp_{stř}} = \frac{577 + 150}{2}$$

$$t_{sp_{stř}} = 363,5 \text{ } [^{\circ}\text{C}]$$

Průtok spalin trubkami výměníku

$$V_{sp_{skut}} = V_{sp} \cdot \frac{T_{sp_{stř}}}{T_N} \text{ } [m_N^3 \cdot s^{-1}] \quad (7.12)$$

kde $V_{sp_{skut}}$...průtok spalin výměníkem spaliny-voda [$m_N^3 \cdot s^{-1}$];

$T_{sp_{stř}}$...střední teplota spalin [K];

T_N ...normální teplota [K].

$$V_{sp_{skut}} = 1,299 \cdot \frac{(363,5 + 273,15)}{273,15}$$

$$V_{sp_{skut}} = 3,028 \text{ } [m_N^3 \cdot s^{-1}]$$

Tepelná vodivost spalin

$$\lambda_{sp_{stř}} = (1 \cdot 10^{-7} \cdot t_{sp_{stř}}^2 + 0,0085 \cdot t_{sp_{stř}} + 2,2947) \cdot 10^{-2} \text{ } [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (7.13)$$

kde $\lambda_{sp_{stř}}$...tepelná vodivost spalin při střední teplotě [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$].

$$\lambda_{sp_{stř}} = (1 \cdot 10^{-7} \cdot 363,5^2 + 0,0085 \cdot 363,5 + 2,2947) \cdot 10^{-2}$$

$$\lambda_{sp_{stř}} = 5,398 \cdot 10^{-2} \text{ } [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$$

Hustota spalín při normální teplotě $T_N=273,15K$

Hustota jednotlivých složek spalín podle přílohy č.5.

$$\rho_{CO_2} = 1,9771 \left[kg \cdot m_N^{-3} \right]$$

$$\rho_{N_2} = 1,251 \left[kg \cdot m_N^{-3} \right]$$

$$\rho_{O_2} = 1,429 \left[kg \cdot m_N^{-3} \right]$$

$$\rho_{H_2O} = 0,804 \left[kg \cdot m_N^{-3} \right]$$

$$\rho_{sp} = \rho_{CO_2} \cdot \Omega_{CO_2} + \rho_{N_2} \cdot \Omega_{N_2} + \rho_{O_2} \cdot \Omega_{O_2} + \rho_{H_2O} \cdot \Omega_{H_2O} \left[kg \cdot m_N^{-3} \right] \quad (7.14)$$

kde ρ_{sp} ... hustota spalín za normálních podmínek $\left[kg \cdot m_N^{-3} \right]$.

$$\rho_{sp} = 1,9771 \cdot 0,0519 + 1,251 \cdot 0,751 + 1,429 \cdot 0,1352 + 0,804 \cdot 0,0619$$

$$\rho_{sp} = 1,26 \left[kg \cdot m_N^{-3} \right]$$

Hustota spalín při střední teplotě

$$\rho_{sp_{stř}} = \rho_{sp} \cdot \frac{T_N}{T_{sp_{stř}}} = \rho_{sp} \cdot \frac{T_N}{t_{sp_{stř}} + T_N} \left[kg \cdot m_N^{-3} \right] \quad (7.15)$$

kde $\rho_{sp_{stř}}$... hustota spalín při střední teplotě spalín;

T_N ... normální teplota [K].

$$\rho_{sp_{stř}} = 1,26 \cdot \frac{273,15}{363,5 + 273,15}$$

$$\rho_{sp_{stř}} = 0,541 \left[kg \cdot m_N^{-3} \right]$$

Entalpie spalin při střední teplotě podle vzorce (5.17)

$$i_{sp_{stř}} = 1,32412 \cdot t_{sp_{stř}} + 0,0001365 \cdot t_{sp_{stř}}^2 \quad [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$$

kde $i_{sp_{stř}}$... entalpie spalin při střední teplotě.

$$i_{sp_{stř}} = 1,32412 \cdot 363,5 + 0,0001365 \cdot 363,5^2$$

$$i_{sp_{stř}} = 499,35 \quad [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$$

Měrná tepelná kapacita spalin při střední teplotě

$$c_{p_{sp_{stř}}} = \frac{i_{sp_{stř}}}{t_{sp_{stř}}} \quad [kJ \cdot m^{-3}] \quad (7.16)$$

kde $c_{p_{sp_{stř}}}$... měrná tepelná kapacita spalin při střední teplotě.

$$c_{p_{sp_{stř}}} = \frac{499,35}{363,5}$$

$$c_{p_{sp_{stř}}} = 1,374 \quad [kJ \cdot m^{-3}]$$

Kinematická viskozita spalin při střední teplotě

$$\nu_{sp_{stř}} = (7 \cdot 10^{-5} \cdot t_{sp_{stř}}^2 + 0,0901 \cdot t_{sp_{stř}} + 11,336) \cdot 10^{-6} \quad [m^2 \cdot s^{-1}] \quad (7.17)$$

kde $\nu_{sp_{stř}}$... kinematická viskozita spalin při střední teplotě.

$$\nu_{sp_{stř}} = (7 \cdot 10^{-5} \cdot 363,5^2 + 0,0901 \cdot 363,5 + 11,336) \cdot 10^{-6}$$

$$\nu_{sp_{stř}} = 53,337 \cdot 10^{-6} \quad [m^2 \cdot s^{-1}]$$

Rychlost spalin

Volím rychlost spalin $w_{sp}=20$ m/s.

Reynoldsovo číslo

$$Re_{sp} = \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp_{stř}}} [1]$$

$$Re_{sp} = \frac{20 \cdot 0,038}{53,337 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re_{sp} = 14249 [1]$$

Prandtlovo číslo

$$Pr_{sp} = \frac{\rho_{sp_{stř}} \cdot c_{p_{sp_{stř}}} \cdot 1000 \cdot \nu_{sp_{stř}}}{\lambda_{sp_{stř}}} [1]$$

$$Pr_{sp} = \frac{0,541 \cdot 1,374 \cdot 1000 \cdot 53,337 \cdot 10^{-6}}{5,398 \cdot 10^{-2}} [1]$$

$$Pr_{sp} = 0,74 [1]$$

Výpočet součinitele přestupu tepla pro příčné obtékání trubek

$$\alpha_2 = C_s \cdot C_z \cdot \frac{\lambda_{sp_{stř}}}{D} \cdot Re_{sp}^{0,6} \cdot Pr_{sp}^{0,33} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (7.18)$$

kde α_2 ...součinitel přestupu tepla pro příčné obtékání;

C_s ...korekce na uspořádání trubek;

C_z ...korekce na počet řad trubek.

Korekce C_s na uspořádání trubek

Vzdálenost os trubek $s_1 = s_2 = 2 \cdot d = 2 \cdot 0,038 = 0,076 \text{ [m]}$

$$s_1 = s_{pr}, s_2 = s_{pz}$$

Poměrný příčný rozestup

$$\sigma_{pr} = \frac{s_{pr}}{d} \quad [1] \quad (7.19)$$

$$\sigma_{pr} = \frac{0,076}{0,038} = 2$$

Poměrný podélný rozestup

$$\sigma_{pz} = \frac{s_{pz}}{d} \quad [1] \quad (7.20)$$

$$\sigma_{pz} = \frac{0,076}{0,038} = 2$$

Poměrný uhlopříčný rozestup

$$\sigma_{ip} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_{pr}^2 + \sigma_{pz}^2} \quad [1] \quad (7.21)$$

$$\sigma_{ip} = \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 2^2 + 2^2}$$

$$\sigma_{ip} = 2,236$$

Závislost uspořádání trubek na součiniteli φ_σ

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_{pr} - 1}{\sigma_{ip} - 1} \quad [1] \quad (7.22)$$

$$\varphi_{\sigma} = \frac{2-1}{2,236-1}$$

$$\varphi_{\sigma} = 0,809$$

Korekční součinitel podle uspořádání trubek C_s se pak volí:

Pro $0,1 < \varphi_{\sigma} \leq 1,7$ $C_s = 0,34 \cdot \varphi_{\sigma}^{0,5}$

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_{\sigma}^{0,5} \quad [1] \quad (7.23)$$

$$C_s = 0,34 \cdot 0,809^{0,5}$$

$$C_s = 0,306$$

Korekce C_z na počet řad trubek

Pro počet řad $z \geq 10$ $C_z = 1$.

Součinitel přestupu tepla pro příčné obtékání trubek podle vzorce (7.18)

$$\alpha_2 = C_s \cdot C_z \cdot \frac{\lambda_{sp_{stf}}}{D} \cdot \text{Re}_{sp}^{0,6} \cdot \text{Pr}_{sp}^{0,33} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

$$\alpha_2 = 0,306 \cdot 1 \cdot \frac{5,398 \cdot 10^{-2}}{0,038} \cdot 14249^{0,6} \cdot 0,74^{0,33}$$

$$\alpha_2 = 122 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Součinitel přestupu tepla pro válcovou stěnu

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot D}} \quad [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (7.24)$$

kde k ...součinitel přestupu tepla pro válcovou stěnu $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$.

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{5855 \cdot 0,033} + \frac{1}{122 \cdot 0,038}}$$

$$k = 14,22 \left[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1} \right]$$

7.2 Konstrukce výměníku spaliny-voda

Celková délka teplosměnné plochy

$$L = \frac{P \cdot 1000}{k \cdot \Delta t_{stř} \cdot \psi} \quad [m] \quad (7.25)$$

- kde L ...délka teplosměnné plochy [m];
 P ...tepelný výkon výměníku spaliny-voda [kW];
 ψ ...součinitel přechodu od protiproudého ke kombinovanému zapojení
 (pro více než 4 obraty je tento součinitel podle [3] roven 1).

$$L = \frac{751 \cdot 1000}{14,22 \cdot 225,3 \cdot 1}$$

$$L = 235 \quad [m]$$

Délka trubky l

Délka trubky volím 2,2 metru.

Počet trubek výměníku

$$i_{TR} = \frac{L}{l} \quad [1] \quad (7.26)$$

- kde i_{TR} ...počet trubek výměníku spaliny-voda.

$$i_{TR} = \frac{235}{2,2}$$

$$i_{TR} = 106,8 \Rightarrow 107 \text{ trubek}$$

Podle ČSN 13 1020 navrhuji potrubí:

Jmenovitý průměr	1000	mm
Vnější průměr	1020	mm
Vnitřní průměr	1014	mm
Jmenovitý tlak	1	MPa

Návrh průměru pro přívod a odvod topné vody

$$\dot{m}_v = \rho_v \cdot S \cdot w_v \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (7.27)$$

kde \dot{m}_v ...hmotnostní množství vody $[kg \cdot s^{-1}]$;

ρ_v ...hustota vody $[kg \cdot m^{-3}]$;

S ...plocha $[m^2]$;

w_v ...rychlost vody v trubkách výměníku $[m \cdot s^{-1}]$.

$$\dot{m}_v = \rho_v \cdot \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot w_v \Rightarrow d_v$$

$$d_v = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_v}{\rho_v \cdot \pi \cdot w_v}} \quad [m]$$

$$d_v = \sqrt{\frac{4 \cdot 8,953}{971,8 \cdot \pi \cdot 1}}$$

$$d_v = 0,108 \quad [m]$$

Podle ČSN 13 1020 navrhuji potrubí:

Jmenovitý průměr	125	mm
Vnější průměr	133	mm
Vnitřní průměr	125	mm
Jmenovitý tlak	4	MPa

Návrh průměru pro přívod a odvod spalín

$$V_{sp} = S \cdot w_{sp} \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (7.28)$$

$$V_{sp} = \frac{\pi \cdot d_{sp}^2}{4} \cdot w_{sp} \Rightarrow d_{sp}$$

$$d_{sp} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{sp}}{\pi \cdot w_{sp}}} \quad [m]$$

$$d_{sp} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,299}{\pi \cdot 20}}$$

$$d_{sp} = 0,288 \quad [m]$$

Podle ČSN 13 1020 navrhuji potrubí:

Jmenovitý průměr	300	mm
Vnější průměr	325	mm
Vnitřní průměr	310	mm
Jmenovitý tlak	4	MPa

Protože není výměník příliš dlouhý, zanedbávám dilataci trubek. Pro konstrukci příruby je důležitá tuhost, aby došlo k dostatečnému stlačení těsnění. Počet šroubů příruby jsem tedy navrhl 20. Jedná se o šrouby M 24. Vzdálenost příčky od osy potrubí je 340 mm. Rozteč mezi příčkami jsem vypočítal 100 mm. Tato rozteč je vypočítána z množství spalín, které procházejí výměníkem. Tuto rozteč jsem musel podělit

rychlostí spalin, abych dostal plochu průtočného průřezu (průřez ve středním průměru a od něho odečtená plocha trubek promítnutá do roviny kolmé k proudění spalin). Z tohoto průtočného průřezu jsem nakonec vypočítal rozteč mezi příčkami.

8. Ekonomické vyhodnocení projektu

V této části provedu výpočet ekonomické efektivnosti projektu kogenerační jednotky se spalovací turbínou a spalínovým kotlem.

Stanovím a porovnám:

- 1) Náklady za odběr elektrické energie a tepla od externích dodavatelů ve výši průměrné spotřeby nahrazené výrobou z KJ při provozních hodinách 8000 h/r.
- 2) Provozní náklady kogenerační jednotky při ročním provozu, odpovídajícím 8000 provozních hodin.
- 3) Stanovím úsporu nákladů a sestavte Cash – flow (tok hotovosti) a určím hrubou návratnost investice na výstavbu kogenerační jednotky.

Ve výpočtu uvažuji:

- 1) průměrná cena elektrické energie z externích zdrojů ve výši 3000 Kč/MWh;
- 2) cena tepla z externího zdroje 500 Kč/GJ;
- 3) průměrná cena plynu ve výši 1500 Kč/MWh s tím, že cena za práci bioplynu bude činit 60 % vzhledem k tarifům ZP (vztaženou na 1 kWh);
- 4) počet pracovníků obsluhy 4;
- 5) hrubou mzdu 16 000 Kč/měsíc;
- 6) dávky sociálního a zdravotního pojištění dle zákona;
- 7) investiční náklady strojního zařízení podle měrných nákladů;
- 8) stavební náklady ve výši 20 % investičních nákladů na strojní zařízení;
- 9) odpisy zařízení podle přílohy zákona č. 22/1998 Sb. (zákon o daních z příjmu);
- 10) náklady na údržbu a opravy zařízení ve výši 2 % z investičních nákladů strojního zařízení;

11) náklady na režii a ostatní náklady ve výši 1,5 % z celkových investičních nákladů.

Postup výpočtu

Vstupní hodnoty pro výpočet

Instalovaný výkon turbogenerátoru	$P_{el-i} = 420 \text{ kW}$
Spotřeba plynu	$V_{pl} = 261,3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
Výhřevnost plynu	$Q_i = 20559 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$
Provozní výkon turbogenerátoru	$P_{el} = 386,1 \text{ kW}$
Provozní tepelný výkon spalínového kotle	$P_t = 751 \text{ kW}$

Současný stav

- Průměrný příkon elektrické energie

$$P_{el,stř} = z \cdot P_{el} = 0,8 \cdot 420 = 336 \text{ kW}$$

- Průměrný příkon v teple

$$P_{t,stř} = z \cdot P_t = 0,8 \cdot 751 = 600,8 \text{ kW}$$

- Množství odebrané elektřiny

$$E_{el} = P_{el,stř} \cdot \text{roční vyuziti} = 336 \cdot 8000 = 2688000 \text{ kWh}$$

- Množství odebraného tepla

$$E_t = P_{t,stř} \cdot \text{roční vyuziti} = 600,8 \cdot 8000 = 4806400 \text{ kWh}$$

- Cena za odebranou elektřinu

$$N_{el} = E_{el} \cdot C_{el} = 2688000 \cdot 3 = 8064000 \text{ Kč/r}$$

- Cena za odebrané teplo

$$N_t = E_t \cdot C_t = 4806400 \cdot 500 \cdot \frac{3600}{1000000} = 8651520 \text{ Kč/r}$$

- Celkové náklady za odebrané energie

$$N_{ce} = N_{el} + N_t = 10752000 + 8651520 = 16715520 \text{ Kč/r}$$

Stav po instalaci zařízení k využití bioplynu

- Spotřeba plynu za rok

$$V_{pl,rok} = V_{pl} \cdot \text{roční vyuziti} = 261,3 \cdot 8000 = 2090400 \text{ m}^3 \cdot \text{r}^{-1}$$

- Roční výroba elektrické energie

$$Q_{el} = P_{el} \cdot \text{roční vyuziti} = 386,13 \cdot 8000 = 3089040 \text{ kWh} \cdot \text{r}^{-1}$$

- Roční výroba tepla

$$Q_t = P_t \cdot \text{roční vyuziti} = 751000 \cdot 8000 = 6,008 \text{ GWh} \cdot \text{r}^{-1} = 21629 \text{ GJ} \cdot \text{r}^{-1}$$

- Měrné investiční náklady

$$\text{na turbogenerátor} \quad \text{MIN}_{tg} = 29000 \text{ Kč / kW}_e$$

$$\text{na spalínový kotel} \quad \text{MIN}_k = 2500 \text{ Kč / kW}_t$$

Investiční náklady

$$\text{na turbogenerátor} \quad \text{IN}_{tg} = \text{MIN}_{tg} \cdot P_{el} = 29000 \cdot 420 = 12180000 \text{ Kč}$$

$$\text{na spalínový kotel} \quad \text{IN}_k = \text{MIN}_k \cdot P_t = 2500 \cdot 751 = 1877500 \text{ Kč}$$

Pozn.: cena plynového kompresoru a cena montáže je již v ceně.

- Cena strojního zařízení

$$\text{SZ} = \text{IN}_{tg} + \text{IN}_k = 12180000 + 1877500 = 14057500 \text{ Kč}$$

- Stavební náklady

$$\text{SN} = 0,2 \cdot \text{SZ} = 0,2 \cdot 14057500 = 2811500 \text{ Kč}$$

- Celkové investiční náklady

$$CIN = SZ + SN = 14\,057\,500 + 2\,811\,500 = 16\,869\,000 \text{ Kč}$$

Mzdové náklady

$$\text{Průměrná měsíční mzda} \quad Mm = 16\,000 \text{ Kč/měsíc}$$

$$\text{počet pracovníků obsluhy} \quad i = 4$$

$$Nm = i \cdot Mm \cdot 12 = 4 \cdot 16\,000 \cdot 12 = 768\,000 \text{ Kč/r}$$

- Dávky na sociální a zdravotní pojištění

tyto dávky představují 35 % z hrubé mzdy, součet dávek a hrubé mzdy je pak tzv. superhrubá mzda

$$Nsz = Nm \cdot s = 768\,000 \cdot 0,35 = 268\,800 \text{ Kč / r}$$

Stanovení ceny plynu (100 % bioplynu)

- Výhřevnost plynu:

$$Q_i = 20\,559 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} = 5,711 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-3}$$

- Cena bioplynu:

$$BP = 0,6 \cdot 1,5 = 0,9 \text{ Kč/kWh} \quad CBP = BP \cdot Q_i = 0,9 \cdot 5,711 = 5,14 \text{ Kč/m}^3$$

$$CBP = \frac{C_{BP}^{\text{m}^3}}{Q_{i,BP}} = \frac{5,14}{5,711} = 0,9 \text{ Kč/kWh}$$

Náklady za odebraný plyn

$$N_{pl} = C_{BP}^{\text{m}^3} \cdot V_{pl} \cdot \text{roční vyuziti} = 5,14 \cdot 261,3 \cdot 8000 = 10744656 \text{ Kč/r}$$

Náklady na údržbu a opravy

$$N_u = 0,02 \cdot SZ = 0,02 \cdot 14\,057\,500 = 281\,150 \text{ Kč/r}$$

Náklady na správní režii

$$SR = 0,015 \cdot CIN = 0,015 \cdot 16\,869\,000 = 253\,035 \text{ Kč/r}$$

Nepřímé výrobní náklady (1. rok)

- Odpisy

Turbíny jsou zařazeny do 3. odpisové skupiny, odpisy za první rok 5,5 %, další roky 10,5 % po dobu 10 let.

Budovy jsou v odpisové skupině 5, odpisy za první rok 1,40 %, další 3,40 % po dobu 30 let.

$$\text{za strojní zařízení} \quad O_{sz1} = 0,055 \cdot 14\,057\,500 = 773\,163 \text{ Kč/r}$$

$$\text{za budovy} \quad O_{b1} = 0,014 \cdot 281\,1500 = 39\,361 \text{ Kč/r}$$

- Celkové konstantní náklady

$$CKN = O_{sz1} + O_{b1} + N_u + N_m + N_{sz} + SR$$

$$CKN = 773\,163 + 39\,361 + 281\,150 + 768\,000 + 268\,800 + 253\,035 = 2\,383\,509 \text{ Kč/r}$$

- Celkové variabilní náklady

$$CVN = N_{pl} = 10\,744\,656 = 10\,744\,656 \text{ Kč/r}$$

- Úplné výrobní náklady

$$\text{První rok} \quad \dot{U}VN_1 = CKN + CVN = 2\,383\,509 + 10\,744\,656 = 13\,128\,165 \text{ Kč/r}$$

Nepřímé výrobní náklady (2.-10. rok)

- Odpisy

$$\text{za strojní zařízení} \quad O_{sz2} = 0,105 \cdot 14\,057\,500 = 147\,603,8 \text{ Kč/r}$$

$$\text{za budovy} \quad O_{b2} = 0,034 \cdot 281\,1500 = 95\,591 \text{ Kč/r}$$

Celkové konstantní náklady

$$CKN = O_{sz2} + O_{b2} + N_u + N_m + N_{sz} + SR$$

$$CKN = 147\,603,8 + 95\,591 + 281\,150 + 768\,000 + 268\,800 + 253\,035 = 3\,142\,614 \text{ Kč/r}$$

Celkové variabilní náklady

$$CVN = N_{pl} = 10\,744\,656 \text{ Kč/r}$$

Úplné výrobní náklady

Další roky $\dot{U}VN_2 = CKN + CVN = 3\,142\,614 + 10\,744\,656 = 13\,887\,270$ Kč/r

Úspora nákladů

$$\dot{U}N = N_{ce} - \dot{U}VN_2 = 16715520 - 13887270 = 2828250 \text{ Kč/r}$$

Hrubá návratnost investice

$$r = \frac{CIN}{\dot{U}N} = \frac{16869000}{2828250} = 6 \text{ let}$$

Bankovní půjčka

Úvěr si беру na krytí CIN po zaokrouhlení na 16 870 000 Kč. Splácení rovnoměrnými splátkami po dobu 5-ti let. Úroková sazba činí 15 %. Rozvržení splátek, úspor nákladů je patrné z níže uvedených tabulek. Graf vyhodnocení ekonomické efektivnosti uveden v příloze č.6.

Tabulka č.7

Rozvržení splátek úvěru

Úvěr	16 870 000	Kč
Úroková sazba	15	%
Počet splátek úvěru	5	-
Výše splátek	3 374 000	Kč

Roky	1	2	3	4	5
Splátky úvěru	3374000	3374000	3374000	3374000	3374000
Úrok z úvěru	2530000	2024000	1518300	1012200	506100

Tabulka č.8

Úspora nákladů

Roky	rok	1	2 až 10	Následující roky
Náklady za odebrané energie	Kč/rok	16715520	16715520	16715520
Úplné výrobní náklady	Kč/rok	13128165	13887270	12411232
Úspora nákladů	Kč/rok	3587355	2828250	4304288

Tabulka č.9

Vyhodnocení ekonomické efektivity

	1	2	3	4	5	6.-10.	11.
Splátka úvěru	3374000	3374000	3374000	3374000	3374000	0	0
Úrok z úvěru	2530000	2024000	1518300	1012200	506100	0	0
Cash-flow	-2316645	-2570150	-2064050	-1557950	-1051850	2828250	43042288
Kumulovaný CF	-2316645	-4886395	-6950445	-8508395	-9560245		

Shrnutí výpočtu

Položka	rozměr	hodnota
Vstupní hodnoty		
Instalovaný výkon turbogenerátoru	kW	420
Instalovaný výkon spalínového kotle	kW	751
Spotřeba plynu	m ₃ /h	261,3
Výhřevnost plynu	kJ/m ₃	20559
Provozní výkon turbogenerátoru	kW	386,13
Provozní výkon spalínového kotle	kW	751
Zvolené hodnoty		
Současný stav:		
Počet provozních hodin	h/rok	8 000
Průměrný příkon elektrické energie	kW	336
Průměrná cena elektrické energie	Kč/kWh	3
Průměrný tepelný příkon	kWh	600,8
Průměrná cena tepla	Kč/kWh	1,8
Stav po instalaci zařízení k využití DEZ:		
Konstantní náklady:		
Měrné investiční náklady turbogenerátoru	Kč/kW _e	29000
Měrné investiční náklady spalínového kotle	Kč/kW _t	2500
Počet pracovníků obsluhy	1	4
Průměrná měsíční mzda	Kč/(měsíc.prac.)	16 000
Dávky sociálního a zdravotního pojištění	% z hrubé mzdy	35
Roční odpisy strojního zařízení	% z investic	5,5 (1.rok), 10,5 (následující)
Roční odpisy stavby	% z investic	1,4 (1.rok), 3,4 (následující)
Roční náklady na údržbu a opravy	% z investic	2
Režijní náklady	% z investic	1,5
Proměnlivé náklady:		
Cena plynu	Kč/kWh	0,9

Položka	rozměr	hodnota
Výpočty:		
Současný stav:		
Množství odebrané elektrické energie	kWh/rok	2688000
Množství odebraného tepla	kWh/rok	4806400
Náklady za elektrickou energii	Kč/rok	8064000
Náklady za teplo	Kč/rok	8651520
Celkem náklady za odebrané energie	Kč/rok	16715520
Náklady po realizaci projektu:		
Investiční náklady strojního zařízení	Kč	14057500
Investiční náklady stavby	Kč	2811500
Celkové investiční náklady	Kč	16869000
Výrobní náklady:		
Konstantní náklady:		
Odpisy strojního zařízení	Kč/rok	773163
Odpisy stavby	Kč/rok	39361
Údržba a opravy	Kč/rok	281150
Hrubé mzdy pracovníků	Kč/rok	768000
Sociální a nemocenské pojištění	Kč/rok	268800
Režie a ostatní náklady	Kč/rok	253035
Celkem konstantní náklady	Kč/rok	2383509
Proměnlivé náklady:		
Náklady za odebraný plyn	Kč/rok	10744656
Celkem proměnlivé náklady	Kč/rok	10744656
Úplné výrobní náklady	Kč/rok	13128165
Výpočet ekonomické efektivity:		
Náklady současného stavu	Kč/rok	16715520
Náklady po realizaci projektu	Kč/rok	13887270
(+) Úspora nákladů	Kč/rok	2828250
Hrubá návratnost investice	roků	6

9. Závěr

V této diplomové práci jsem zpracoval projekt výroby bioplynu z odpadů zemědělské farmy.

Pro pochopení problematiky kolem bioplynu je proveden detailní rozbor tvorby bioplynu. Jsou popsány hlavní podmínky pro vznik bioplynu. Dále jsou vyjmenovány základní prvky bioplynové stanice, výhody její výstavby a vliv bioplynu na životní prostředí. V praktické části počítám pro zadaný počet zvířat denní produkci bioplynu, vlastnosti bioplynu a navrhuji základní koncepci bioplynové stanice. Pro zadané počty zvířat a tzv. kofermentaci travní hmoty vyšlo denní množství bioplynu 6272 m^3 . Hlavními složkami bioplynu jsou metan a oxid uhličitý. Metanu je 57,3 % a oxidu uhličitého 35,7 % objemového podílu. Dalšími složkami bioplynu jsou dusík, kyslík a ostatní složky. Výhřevnost tohoto bioplynu vyšla $20\,559 \text{ kJ/m}^3$ bioplynu. Pro stechiometrické spalování ($n=1$) jsem určil minimální množství vzduchu, množství spalin a jejich složení. V závěru této kapitoly navrhuji základní koncepci bioplynové stanice: objem přípravné nádrže, objem fermentoru, objem skladovací nádrže a plynojemu.

Bioplyn se bude využívat pro kombinovanou výrobu elektrické energie a tepla. Podrobně jsem popsal kogenerační jednotky se spalovacími turbínami a motory, výměníky tepla v kogeneračních jednotkách.

Pro zadaný bioplyn jsem vypočítal spalovací turbínu. Spalovací turbína pracuje s vysokým přebytkem vzduchu ($n=3,3$). Pro tento přebytek vzduchu jsem určil složení spalin, rovnici entalpie spalin. Entalpie spalin je důležitá pro výpočet teploty na výstupu ze spalovací turbíny, protože tato teplota je zároveň vstupní teplotou do výměníku spaliny-voda, který dále počítám. Tato teplota vyšla $577 \text{ }^\circ\text{C}$. Výkon spalovací turbíny je 386 kW_e , elektrická účinnost 26 %. Výkon výměníku spaliny-voda vyšel 751 kW_t a modul teplárenské výroby 0,51. Navrhl jsem KJ se spalovací turbínou EBARA PW-4E s elektrickým výkonem 420 kW_e . Jako alternativu jsem navrhl KJ se spalovacím motorem MOTORGAS 520 s elektrickým výkonem 520 kW_e .

Použití bioplynu pro pohon dopravních prostředků je podmíněno investicí do plnicí stanice bioplynu a přestavbou vozidla na použití bioplynu. Porovnal jsem náklady na paliva (nafta x bioplyn), investice a určil, zda se bioplyn pro pohon vozidel vůbec

vyplatí. Pro pohon zemědělských strojů s vysokou spotřebou se pohon bioplynem vyplatí. U osobního automobilu s nízkou spotřebou se investice nevrátí.

Pro KJ se spalovací turbínou jsem navrhnul výměník spaliny-voda. Výměník má tepelný výkon 751 kW_t. Celková délka teplosměnné plochy je rozdělena do 107 trubek, kde trubky mají délku 2,2 metru.

V závěru práce se věnuji ekonomickému zhodnocení kogenerační jednotky se spalovací turbínou. Porovnal jsem současné náklady na nákup elektrické a tepelné energie od externího dodavatele s výrobními náklady po instalaci kogenerační jednotky. Celkové investiční náklady na pořízení jsou 16 869 000 Kč. Doba návratnosti kogenerační jednotky se spalovací turbínou vyšla 6 let. Vzhledem k tomu, že se jedná o vysokou investici, navrhl jsem financování bankovním úvěrem.

10. Seznam použitých pramenů

- [1] SCHULZ, H. ; EDER, B. : *Bioplyn v praxi* 1. vyd. Ostrava: HEL, 2004. 168 s. **ISBN 80-86167-21-6.**
- [2] KRBEK, J. ; POLESNÝ, B. : *Kogenerační jednotky – zřizování a provoz* 1. vyd. Praha: Gas, 2007. 206 s. **ISBN 978-80-7328-151-9.**
- [3] DLOUHÝ, T. : *Výpočty kotlů a spalinových výměníků* 2. vyd. Praha: ČVUT, 2007. 212 s. **ISBN 80-01-03757-7.**
- [4] KYSELA, L. : *Teplárenství (poznámky k přednáškám)*. Katedra energetiky VŠB – TU Ostrava, 1996, 136 s.
- [5] KYSELA, L. : *Využití druhotných energetických zdrojů (poznámky k přednáškám)*. Katedra energetiky VŠB – TU Ostrava, 2007, 46 s.
- [6] KYSELA, L. ; TOMČALA, J. : *Spalovací motory I* 1. vyd. Ostrava: VŠB- TU Ostrava, 2003. 97 s. **ISBN 80-248-0435-2.**

Katalogy výrobců :

- [7] MOTORGAS- Typový list kogenerační jednotky KLASIK 520.
- [8] CAPSTONE- Typový list kogenerační jednotky CR 200.

Informační zdroje na internetu:

- [9] Internetový portál **www.ceacr.cz** :
Trnobranský, K. : Spalování bioodpadů s použitím fermentačního reaktoru a kogenerační jednotky.
- [10] Internetový portál **www.tzbinfo.cz** :
Ceny elektrické energie platné od 1.1.2009.
Ceny zemního plynu platné od 1.1.2009.
- [11] Internetový portál **www.tedom.cz** :
Kogenerační jednotky TEDOM.

11. Přílohy

Příloha č. 1

Fyzikální a spalovací vlastnosti topných plynů

(Podle doporučení 12. kongresu Mezinárodní plynárenské unie)

Druh plynu	hustota	výhřevnost	spalné teplo	spotřeba vzduchu	množství spalin
	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}_{(n)}$	$\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}_{(n)}$	$\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}_{(n)}$	$\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}_{(n)}$	$\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}_{(n)}$
vodík – H_2	0,0809	10 785	12 745	2,383	2,848
Oxid uhelnatý - CO	1,2506	12 635	12 635	2,386	2,880
metan – CH_4	0,7174	35 880	39 815	9,559	10,486
propan – C_3H_8	2,0102	93 180	101 205	24,360	26,244
n-butan – C_4H_{10}	2,703	123 565	133 795	32,308	34,709
Uhlovodíky - C_nH_m	1,422	62 048	67 000	16,393	17,520

Poznámka: Spotřeba vzduchu – suchý vzduch – $V_{\text{vzd-min}}$
Množství spalin – vlhké spaliny – $V_{\text{sp-min}}$
uhlovodíky C_nH_m – pro topné plyny typu svítiplyn

Příloha č. 2

Náhradní funkce pro výpočet entalpie spalin a vzduchu

$$i = a \cdot t + b \cdot t^2 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Složka	a_i	b_i
Vzduch	1,28957	$1,14632 \cdot 10^{-4}$
O_2	1,32107	$1,41614 \cdot 10^{-4}$
N_2	1,28392	$1,08509 \cdot 10^{-4}$
H_2	1,2664	$6,62982 \cdot 10^{-5}$
CO	1,28967	$1,16912 \cdot 10^{-4}$
CO_2	1,73614	$4,13123 \cdot 10^{-4}$
H_2O	1,47301	$2,50404 \cdot 10^{-4}$
CH_4	1,55413	0,00114
C_nH_m	2,35982	0,00219

Příloha č. 3

Množství spalin vzniklých spálením jednotlivých hořlavých složek plynu

	CO ₂	H ₂ O	N ₂
CO	0,995	-	-
H ₂	0	0,964	-
CH ₄	0,998	1,934	-
C _n H _m	2,3134	2,1612	-

Příloha č. 4

Min. spotřeba vzduchu pro spálení jednotlivých hořlavých složek plynu

Složka	V _{Vzmin} [m ³ .m ³]
H ₂	2.383
CO	2.386
CH ₄	9.559
C _n H _m	16.393

Příloha č. 5

Hustota jednotlivých složek plynů

Složka	Hustota [kg.m ⁻³]
CO	1,2506
H ₂	0,0899
CH ₄	0,7174
C _n H _m	1,422
CO ₂	1,9771
O ₂	1,4291
N ₂	1,2504

Příloha č.6

Technická specifikace KJ Motorgas (Zdroj [7])

Kogenerační jednotka

typ kogenerační jednotky	KLASIK TBG 520
jmenovitý elektrický výkon	520 kW
jmenovitý tepelný výkon	725 kW
jmenovité napětí	400/230 V
frekvence	50 Hz
jmenovitý účinník	1,0
provozní účinník	0,8 – 1,0
provozní tlak plynu na vstupu do kogenerační jedn.	2-5 kPa
tepelný spád topného systému	90/70°C
celkový průtok vody v topném okruhu	8,67 l/s
hmotnost kogenerační jednotky bez protihlukové kapoty	7850 kg
hmotnost kogenerační jednotky s protihlukovou kapotou	9900 kg
rozměry (délka x šířka x výška)	5850 x 1480 x 3500 mm
teplota výfukových plynů za spalínovým výměníkem	125-185 °C
velikost zásobní olejové nádrže (volitelná položka)	250 l
koncentrace škodlivin ve výfuku	
plnění emisních limitů podle Nařiz. č. 352/2002 Sb., Vyhl.117/97 Sb. a podle TA Luft 86	
průměrná hlučnost stroje ve vzdál.1 m (bez protihlukové kapoty)	97 +/- 3 dB/A/
průměrná hlučnost stroje ve vzdál.1 m (s protihlukovou kapotou)	75 +/- 3 dB/A/
hlučnost výfuku ve vzdálenosti 5m	73 +/- 3 dB/A/
celková doporučená výměna vzduchu	24000 m ³ /h
vlastní spotřeba el. energie:	
instalovaný výkon	26 kW
průměrný provozní spotřebovaný výkon (bez nouz. chlazení)	17 kW

Motor

typ motoru	WAUKESHA L 36 GLD
jmenovité otáčky	1500 min ⁻¹
počet válců	12
vrtání	152 mm
zdvih	165 mm
zdvihový objem motoru	35,9 dm ³ (l)
přebytek vzduchu/způsob hoření	1,55/chudá směs
doporučený typ oleje (zemní plyn)	Mobil Pegasus 705
doporučený typ oleje (bioplyn)	Mobil Pegasus 610
kapacita olejové náplně	326 l
měrná spotřeba oleje	0,3-0,7 g/kWh
kompresní poměr	11:1
předstih	15 °
hmotnost motoru (suchá)	5080 kg

Bilance

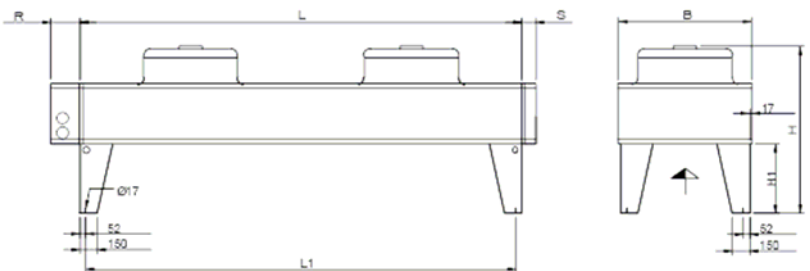
% zatížení	100,0%	75,0%	50,0%
Příkon v palivu [kW]	1450	1168	839
Mechanický výkon motoru [kW]	543	407	272
Měrná spotřeba [MJ/kWh]	9,6	10,3	11,1
Spotřeba Bioplyn [m ³ /h]	227,0	182,8	131,3
Účinnost alternátoru [%]	95,8%	96,1%	95,4%
Elektrický výkon [kW]	520	391	259
Tepelný výkon [kW]	726	591	437
Tepelný výkon z chlazení motoru [kW]	372	322	255
Tepelný výkon z chlazení oleje [kW]	41	39	39
Tepelný výkon mezichladiče [kW]	72	42	21
Tepelný výkon spalín [kW] ¹	241	188	123
Elektrická účinnost [%]	35,9%	33,5%	30,9%
Tepelná účinnost [%]	50,1%	50,6%	52,1%
Celková účinnost [%]	85,9%	84,1%	83,0%
Množství spalovacího vzduchu [m ³ /h]	2152	1669	1158
Teplota spalín [°C]	429	432	423
Množství spalín [kg/h]	2 790	2 156	1 456
Tepelné ztráty [kW]	73	58	42

¹ dochlazení spalín na 130 °C
výhřevnost paliva 23 MJ/m³
všechny výkonové parametry jsou stanoveny podle
ISO 3046/1 (+5%)
pro jmenovité atmosférické podmínky tj.
tlak 100 kPa, teplota 25°C a relativní vlhkost vzduchu 30%.
tolerance pro tepelný výkon +/-8%

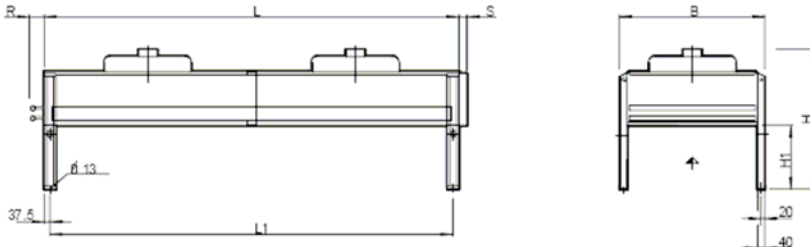
Generátor

synchronní generátor	STAMFORD HCI 544 F1
jmenovitý zdánlivý výkon	670 kVA
jmenovitý činný výkon	536 kW
jmenovité napětí	400/231 VAC, 50 Hz
harmonické zkreslení (bez zátěže/ vyvážená lineární)	<1.5% / < 5%
podélná přechodová reaktance (X'd)	14 %
podélná rázová reaktance (X''d)	10 %
příčná rázová reaktance (X''q)	21 %
přechodová časová konstanta (T'd)	80 ms
rázová časová konstanta (T''d)	12 ms
hmotnost generátoru	1690 kg
počet ložisek	2

Nouzové chlazení

Chladič		GFH 090.1C/2-N(D)-F6/2P	
Výkon:	735.0 kW	Medium:	ethylene glycol 34 % ⁽¹⁾
Průtok vzduchu	62000 m³/h	Tlaková ztráta:	0.16 bar
		Průtok:	42.12 m³/h
Ventilátor:	2 Kusy 3~400V 50Hz	Hladina hluku:	65 dB(A) ⁽²⁾
Parametry motoru:		ve vzdálenosti:	5.0 m
Otáčky:	890 min-1		
Výkon:	3.60 kW		
Proud:	7.20 A		
Objem trubek:	82 l	Připojení:	
Váha (suchá):	656 kg	Vstup:	DN100/PN10
		Výstup:	DN100/PN10
Rozměry:			
B =	1541 mm		
H =	1480 mm		
R =	250 mm		
L1 =	3696 mm		
L =	3800 mm		
H1 =	600 mm		
S =	120 mm		

Chlazení směsi

Chladič		GFH 052A/2-N(D)-F6/4P	
Výkon:	79.0 kW	Medium:	ethylene glycol 34 % ⁽¹⁾
Průtok vzduchu	14400 m³/h	Tlaková ztráta:	0.28 bar
		Průtok:	14.69 m³/h
Ventilátor:	2 Kusy 3~400V 50Hz	Hladina hluku:	57 dB(A) ⁽²⁾
Parametry motoru:		ve vzdálenosti:	5.0 m
Otáčky:	1340 min-1		
Výkon:	0.78 kW		
Proud:	1.35 A		
Objem trubek:	22 l	Připojení:	
Váha (suchá):	172 kg	Vstup:	DN65/PN10
		Výstup:	DN65/PN10
Rozměry:			
L =	1850 mm		
B =	895 mm		
H =	950 mm		
R =	90 mm		
L1 =	1775 mm		
H1 =	400 mm		
S =	50 mm		

Příloha č.6

Vyhodnocení ekonomické efektivity

Vyhodnocení ekonomické efektivity

